

УДК 629.114.4

О. В. Березюк, к. т. н.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ У СМІТТЄВОЗИ

Запропоновано математичну модель гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз. Виявлено регресійну залежність тривалості повороту важеля маніпулятора від основних параметрів приводу. Визначено оптимальні значення основних параметрів приводу, які забезпечують мінімальний час повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз.

Вступ

Щороку об'єм твердих побутових відходів (ТПВ), що утворюються в населених пунктах України, перевищує 46 млн м³. Переважна їх більшість захоронюються на 4530 полігонах та сміттєзвалищах, які мають загальну площу майже 7,7 тис гектарів та лише частково перероблюються або утилізуються на сміттєспалювальних заводах. Тільки протягом 1999—2007 рр. загальна площа полігонів та сміттєзвалищ в Україні зросла в 2,5 рази. Також зросла площа (більше ніж в 2,5 рази) перевантажених, а особливо тих полігонів та сміттєзвалищ, що не відповідають нормам екологічної безпеки. Збирання ТПВ є основним завданням санітарного очищення населених пунктів і здійснюється більше ніж 4,1 тис спеціальними автомобілями (сміттєвозами) [1], а тому пов'язане із значними фінансовими витратами. Перед перевезенням ТПВ сміттєвозами до місця їх утилізації виконується операція завантаження відходів. Зношеність автопарку сміттєвозів комунальних підприємств складає майже 70 % [1]. Згідно із Постановою Кабінету Міністрів України № 265 [2], забезпечення застосування сучасних високоефективних сміттєвозів у комунальному господарстві країни є актуальною науково-технічною задачею. Актуальною є проблема забезпечення зниження тривалості операції завантаження ТПВ у сміттєвоз.

Аналіз [3] розробок в галузі завантаження ТПВ показав, що у переважній більшості сміттєвозів завантаження відходів здійснюється за допомогою гідравлічного приводу робочих органів. Встановлено, що операція завантаження ТПВ у сміттєвоз складається із повороту важеля та перевертання захвату контейнера. Із загальної тривалості операції завантаження ТПВ у сміттєвоз основну частину (75 %) займає поворот важеля маніпулятора.

Метою дослідження є визначення оптимальних значень основних параметрів приводу, які забезпечують мінімальний час повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз.

Основна частина

На рис. 1 показана розрахункова схема роботи гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз. На схемі позначені структурні елементи: В — важіль, ГЦ — гідроциліндр, Р — гідророзподільник, Н — гідронасос, ЗК — запобіжний клапан, Ф — фільтр, Б — бак із робочою рідиною, а також основні геометричні, кінематичні та силові параметри: p_1, p_2, p_3, p_4 — тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра, на виході гідроциліндра та на вході фільтра; W_1, W_2, W_3, W_4 — об'єми трубопроводів між насосом та гідророзподільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра, виходом гідроциліндра та гідророзподільником, гідророзподільником та фільтром; Q_H — фактична подача насоса; S_P — площа прохідного отвору розподільника; S_Φ — площа поверхні фільтрувального елемента; D, d — діаметри поршня та штока; J — момент інерції рухомих елементів; G — вага рухомих елементів; R — радіус обертання рухомих елементів; l_p — відстань між центрами обертання важеля та штока; l_h — висота центру обертання штока над віссю важеля; l_c — відстань між центрами обертання штока та гідроциліндра; γ — кут між крайніми положеннями важеля; δ — кут між віссю важеля та горизонталлю; φ — кут повороту важеля; λ_0, λ — початкове та поточне значення кута нахилу осі гідроциліндра до горизонталі.

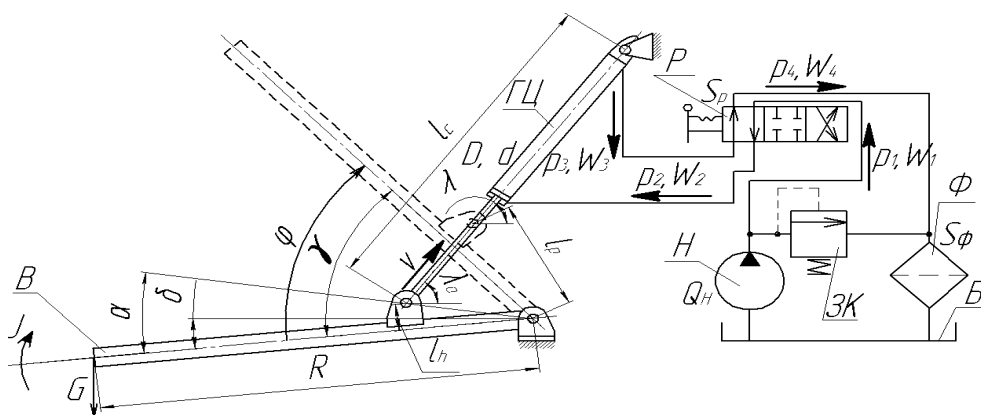


Рис. 1. Розрахункова схема роботи гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз

З метою визначення тривалості повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз необхідно дослідити динаміку вказаного приводу, що дасть можливість визначити оптимальні значення основних його параметрів.

Для дослідження динаміки роботи гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз на основі розрахункової схеми (рис. 1) розроблено на базі традиційних принципів математичного моделювання систем гідроприводів відповідну математичну модель, яка враховує певні особливості цього приводу.

$$\left\{ \begin{aligned}
 & Q_H = \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + \sigma(p_1 - p_2) + K W_1 \dot{p}_1; & (1) \\
 & \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = 2\dot{\phi} l_p S_{\Pi 1} + \sigma(p_2 - p_3) + K W_2 \dot{p}_2; & (2) \\
 & 2\dot{\phi} l_p S_{\Pi 2} = \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho}} + \sigma(p_3 - p_4) + K W_3 \dot{p}_3; & (3) \\
 & \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho}} = k_{\Phi} \frac{p_4}{\mu_D} S_{\Phi} + \sigma p_4 + K W_4 \dot{p}_4; & (4) \\
 & (p_2 S_{\Pi 1} - p_3 S_{\Pi 2}) l_p \sin \lambda = J \ddot{\phi} + \beta l_p^2 \dot{\phi} \sin \lambda + G R \cos(\phi - \delta); & (5) \\
 & 0 \leq \{p_1, p_2, p_3, p_4\} \leq p_{зк}; \quad 0 \leq \phi \leq \gamma; & (6) \\
 & \lambda = \arccos \frac{2l_p \sin^2 \frac{\phi}{2} + l_c \left[\cos(\lambda_0 + \alpha - \delta) - 2 \sin \frac{\phi}{2} \right]}{l_c - 2l_p \sin \frac{\phi}{2}} - \phi - \alpha + \delta; & (7) \\
 & S_{\Pi 1} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad S_{\Pi 2} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad \alpha = \arcsin \frac{l_h}{l_p}. & (8)
 \end{aligned} \right.$$

Під час розробки математичної моделі роботи гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз були прийняті такі припущення [3]:

- рухомі частини робочих органів сміттєвоза прийнято за одномасову систему, оскільки вони жорстко з'єднані зі штоком гідроциліндра, а корпус гідроциліндра жорстко з'єднаний з кузовом сміттєвоза, маса якого значно перевищує масу робочого органу і корпусу гідроциліндра ($m_c = 2500 \text{ кг} \gg m_{PO} + m_{\GammaЦ} = 300 \text{ кг}$), а тому приймається нерухомою;

- робоча рідина прийнята стисливою і характеризується коефіцієнтом стисливості K ;

- коефіцієнт стисливості робочої рідини змінюється несуттєво зі зміною тиску і тому вважається постійним;

— витрати робочої рідини на перетікання з області високого тиску в область низького тиску прямо пропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих областей, характеризуються коефіцієнтом перетікання робочої рідини σ ;

— величина тиску в магістралі між фільтром і маслобаком є незначною і до уваги не приймається;

— сухе тертя в рухомих елементах гідроциліндра не враховуються через відсутність нормальних зусиль в парах тертя, в яких використано ущільнення зазором.

З урахуванням припущень динаміка гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз може бути описана відповідною системою диференціальних рівнянь (1—5) з граничними умовами (6) та алгебричних рівнянь (7, 8).

Диференціальне рівняння (1) описує витрати РР на ділянці насос-гідророзподільник і враховує фактичну подачу насоса, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (2) описує витрати РР на ділянці гідророзподільник — вхід гідроциліндра і враховує витрати РР через розподільник, витрати РР на роботу двох паралельних гідроциліндрів, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (3) описує витрати РР на ділянці вихід гідроциліндра—гідророзподільник і враховує витрати РР на роботу двох паралельних гідроциліндрів, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (4) описує витрати РР на ділянці гідророзподільник—фільтр і враховує витрати РР через розподільник, витрати РР через фільтр, втрати РР на перетікання з області високого тиску в область низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (5) описує рух важеля маніпулятора і враховує момент сил, що розвиває гідроциліндр; момент сил інерції рухомих елементів; момент сил в'язкого тертя; момент сил корисного опору.

Система диференціальних рівнянь (1—5), що описують динаміку гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз, є системою нелінійних звичайних диференціальних рівнянь нерозв'язних відносно старших похідних. Крім того, ця математична модель містить суттєві нелінійності. Нелінійність цих рівнянь полягає в тому, що шукані функції p_1 , p_2 , p_3 , p_4 входять в диференціальні рівняння у вигляді виразів з дробовими степенями, а шукана функція φ є аргументом тригонометричних функцій. Крім того, деякі із розглянутих рівнянь містять складні залежності, які не можна лінеаризувати звичайним розкладанням в ряд Тейлора. Нерозв'язність рівнянь відносно старших похідних та суттєві нелінійності дозволяють зробити висновок про необхідність застосування числових методів розв'язання систем диференціальних рівнянь. Для розв'язання системи диференціальних рівнянь (1—5) використано метод Рунге-Кутта-Фельберга, який автоматично змінює крок інтегрування після виявлення похибки обчислень, що підвищує точність розрахунків. Цей числовий метод реалізовано за допомогою ЕОМ в середовищі програмування Delphi, що дає змогу чисельно розв'язати систему диференціальних рівнянь (1—5) і отримати результати у вигляді графіків та таблиць. Загальний вигляд діалогового вікна програми «Матмодель» для дослідження динаміки гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз показано на рис. 2.

Під час дослідження чисельні розрахунки проводились з кроком інтегрування $h = 10^{-4}$ с і відносною похибкою $\varepsilon = 10^{-16}$. Стійкість розв'язку систем диференціальних рівнянь забезпечувалась перевіркою на ідентичність результатів, отриманих для значень кроків інтегрування h та половинних кроків інтегрування $h/2$.

Результати моделювання гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз за допомогою математичної моделі (1—8) показано на рис. 3—5.

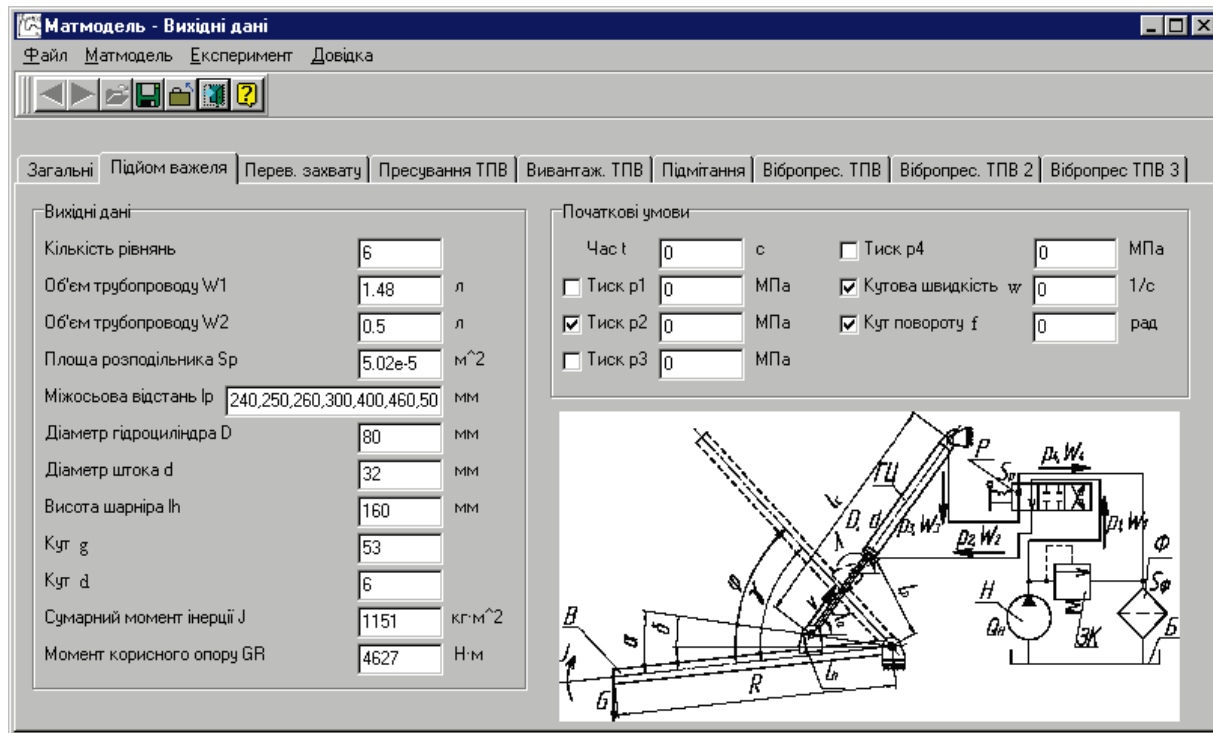


Рис. 2. Загальний вигляд діалогового вікна програми «Матмодель» для дослідження динаміки гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз

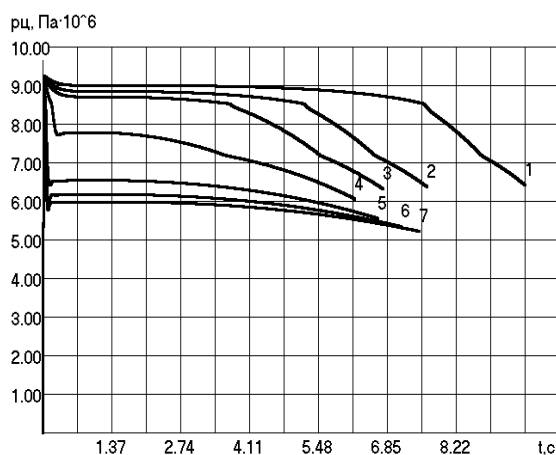


Рис. 3. Зміна тиску в гідроциліндрі повороту важеля маніпулятора

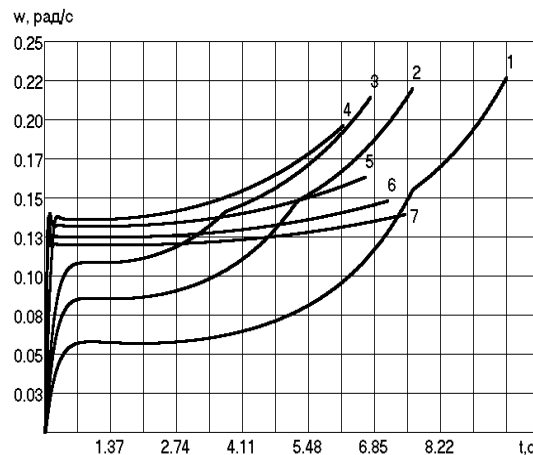


Рис. 4. Кутова швидкість повороту важеля маніпулятора в процесі роботи

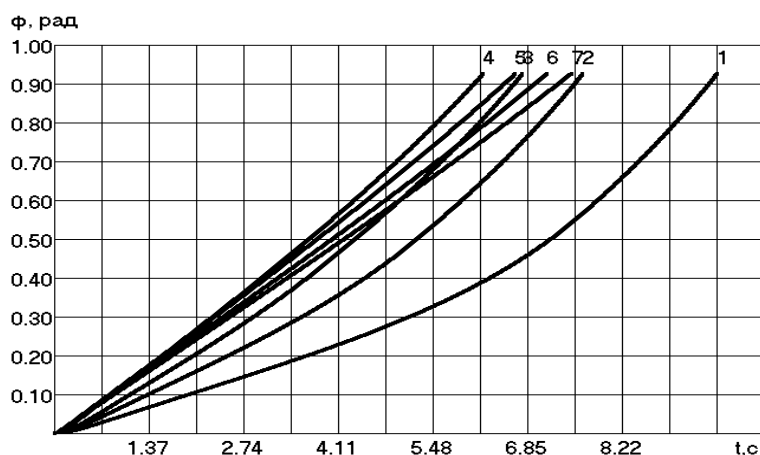


Рис. 5. Зміна кута повороту важеля маніпулятора

Графіки динамічних процесів гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження ТПВ у сміттєвоз отримано для параметрів, що відповідають реальній серійній моделі сміттєвоза КО-436 [4] виробництва ВАТ «АТЕКО» (Турбівський машинобудівний завод): $W_1 = 1,48$ л; $W_2 = 0,5$ л; $W_3 = 0,5$ л; $W_4 = 1$ л; $S_p = 5,02 \cdot 10^{-5}$ м²; $S_\phi = 3,49 \cdot 10^{-2}$ м²; $k_\phi = 6,13 \cdot 10^{-9}$ м; $\mu_d = 8,9 \cdot 10^{-2}$ Н·с/м²; $\sigma = 9,24 \cdot 10^{-11}$ м⁵/(Н·с); $l_p \in \{240, 250, 260, 300, 400, 460, 500\}$ мм; $l_c = 1345$ мм; $D = 80$ мм; $d = 32$ мм; $l_h = 32$ мм; $\gamma = 53^\circ$; $\delta = 6^\circ$; $\lambda_0 = 54^\circ$; $J = 1151$ кг·м²; $GR = 4627$ Н·м; $t_0 = 0$ с; $p_{10} = 0$ МПа; $p_{20} = 0$ МПа; $p_{30} = 0$ МПа; $p_{40} = 0$ МПа; $\omega_0 = 0$ рад/с; $\varphi_0 = 0$ рад. Цифрами 1—7 на рис. 3—5 позначено криві для $l_p = 240$ мм, $l_p = 250$ мм, $l_p = 260$ мм, $l_p = 300$ мм, $l_p = 400$ мм, $l_p = 460$ мм, $l_p = 500$ мм, відповідно. Нижня межа діапазону зміни параметра l_p обмежується мінімально-допустимим значенням плеча прикладання зусилля гідроциліндра (не змінюючи його типорозмір $D = \text{const}$, $d = \text{const}$), необхідного для подолання моментів опору повороту важеля маніпулятора.

Аналіз графіків залежностей, поданих на рис. 3—5, показав, що тривалість повороту важеля t суттєво змінюється під час зміни міжосьової відстані l_p . Крім того, на тривалість повороту важеля значно впливає початкове значення кута нахилу осі гідроциліндра до горизонталі λ_0 . Залежність $t = f(l_p, \lambda_0)$ показана на рис. 6.

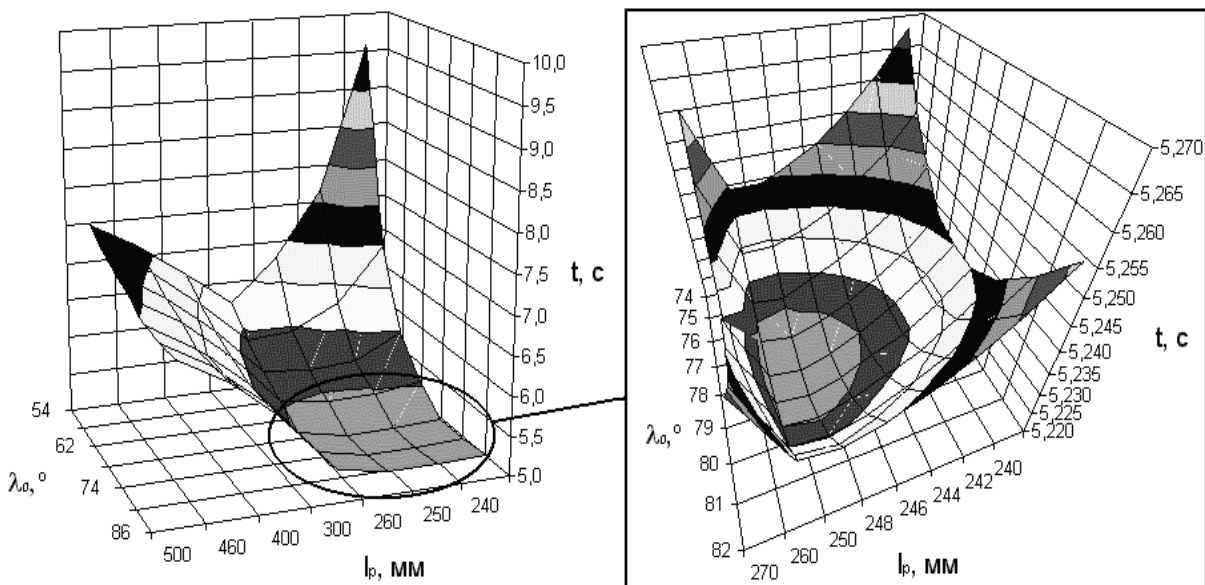


Рис. 6. Залежність тривалості повороту важеля t від зміни міжосьової відстані l_p та початкового значення кута нахилу осі гідроциліндра до горизонталі λ_0

Встановлено регресійну залежність тривалості повороту важеля маніпулятора від відстані між центрами обертання важеля та штока l_p та початкового значення кута нахилу осі гідроциліндра до горизонталі λ_0 :

$$t = \frac{8,433l_p}{l_p - 239,5} e^{-\frac{0,013095 l_p \lambda_0}{l_p - 209,9}} + \left(0,1242 - \frac{23,25}{l_p} \right) \lambda_0 + \frac{2702}{l_p} - 8,4. \quad (9)$$

За допомогою залежності (9) в середовищі MathCAD визначено оптимальні значення відстані між центрами обертання важеля та штока $l_{p, \text{опт}} = 250$ мм та початкового значення кута нахилу осі гідроциліндра до горизонталі $\lambda_{0, \text{опт}} = 78^\circ$, для яких тривалість повороту важеля буде мінімальною $t_{\text{min}} = 5,22$ с, що може бути використане для інтенсифікації процесу завантаження ТПВ у сміттєвоз під час проведення проектних розрахунків нових конструкцій сміттєвозів.

Висновки

1. Запропонована математична модель гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз, яка дає змогу досліджувати динаміку вказаного гідроприводу для вибору оптимальних його основних конструктивних параметрів.

2. Виявлено регресійну залежність тривалості повороту важеля маніпулятора від відстані між центрами обертання важеля та штока та початкового значення кута нахилу осі гідроциліндра до горизонталі, на основі якої визначено оптимальні значення вказаних параметрів $l_{p, \text{опт.}} = 250$ мм та $\lambda_{0, \text{опт.}} = 78^\circ$, для яких значення тривалості повороту важеля маніпулятора є мінімальним $t_{\text{мін}} = 5,22$ с, що може бути використане для інтенсифікації процесу завантаження ТПВ у сміттєвоз під час проведення проектних розрахунків нових конструкцій сміттєвозів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Портал України з поводження з твердими побутовими відходами. — Режим доступу : <http://www.ukrwaste.com.ua>.
2. Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 «Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами».
3. Савуляк В. І. Технічне забезпечення збирання, перевезення та підготовки до переробки твердих побутових відходів : монографія / В. І. Савуляк, О. В. Березюк. — Вінниця : УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2006. — 218 с. — ISBN 966-641-194-6 (в пер.).
4. Мусоровоз кузовной КО-436 : техническое описание и инструкция по эксплуатации. — Турбов, 1996. — 27 с.

Рекомендована кафедрою менеджменту у будівництві, охорони праці та безпеки життєдіяльності

Надійшла до редакції 25.12.08
Рекомендована до друку 17.03.09

Березюк Олег Володимирович — доцент кафедри менеджменту будівництва, охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Вінницький національний технічний університет