

УДК 629-114.4

О. В. Березюк, к. т. н., доц.**ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ДІЇ**

Створено нову конструкцію генератора імпульсів тиску диференціальної дії із збільшеною частотою коливань. Запропоновано та досліджено її математичну модель у складі вібраційного гідроприводу пресування твердих побутових відходів. Виявлено діапазон раціональних значень співвідношення основних його параметрів.

***Ключові слова:** генератор імпульсів тиску, частота коливань, вібраційний гідропривод, пресування, тверді побутові відходи, математичне моделювання, виявлення раціональних параметрів.*

Вступ

Для утворення вібрацій та управління їхніми параметрами в робочих органах гідравлічних приводів сьогодні використовують генератори імпульсів тиску (ГІТ) одно- та двокаскадної конструкцій [1].

Недоліком відомих однокаскадних ГІТ є обмежені функціональні можливості, які полягають у вузькому діапазоні регулювання їхніх основних параметрів: частоти й амплітуди імпульсів тиску. Під час збільшення умовного прохідного отвору запірною елемента у однокаскадних ГІТ суттєво зростають їхні габарити та загальна маса [2, 3].

Недоліки двокаскадних ГІТ: складність конструкції, відносно великі габарити, проблеми з синхронізацією спрацьовування 1-го та 2-го каскадів [2, 3].

Постановка завдання, визначальні співвідношення

Тому було створено принципово нову конструкцію ГІТ, який є проміжною ланкою між одно- та двокаскадним, і отримав назву “Генератор імпульсів тиску диференціальної дії” (ГІТДД). Його конструкція захищена патентом України на корисну модель № 29363 U [4].

Технічним результатом є збільшення частоти, створюваних генератором імпульсів тиску диференціальної дії, коливань тиску робочої рідини, яка досягається за рахунок введення в конструкцію генератора імпульсів тиску диференціальної дії додаткового верхнього кільцевого розточування, з’єданого з напірною магістраллю.

Поставлена задача розв’язується завдяки тому, що ГІТДД, який містить корпус, підпружинений клапан, з’єднувальні патрубки, клапан, виконаний двохступінчастим, причому перша ступінь меншого діаметра притиснута до установчого сидла, а друга ступінь, більшого діаметра, виконана з можливістю позитивного перекриття кільцевої розточки у корпусі, зв’язаної зі зливом, а верхня частина другої ступені клапана більшого діаметра розташована у проміжній порожнині, утвореній у тілі корпусу, причому на верхній частині другої ступені клапана виконані поздовжні проточення, якими проміжна порожнина з’єднана з кільцевим розточенням. Окрім того, верхня частина другої ступені клапана встановлена з можливістю контакту з плунжером-штовхачем, який підпружинений відносно корпусу і своєю верхньою частиною входить у надклапанну порожнину, яка, в свою чергу, сполучена

каналом з підкляпанною порожниною, над якою розташована перша ступінь клапана, і яка постійно зв'язана із напірною магістраллю. Перша та друга ступінь клапана спільно з корпусом утворюють замкнену порожнину, яка через дросель постійно зв'язана з кільцевим розточенням. Діаметр першої та другої ступені клапана, а також плунжера-штовхача виконані у такому співвідношенні: $d_1 < d_2 < d_3$, де d_1 , d_2 , d_3 – відповідно, діаметри плунжера-штовхача і першого та другого ступеня клапана, який має в корпусі додаткове верхнє кільцеве розточення, яке з'єднане з напірною магістраллю, причому перекриття h_e (відстань від верхнього торця плунжера-штовхача до верхньої площини верхнього кільцевого розточення) складає 0,5...1 величини позитивного перекриття h_n . Окрім того, надкляпанна порожнина через додатковий регульований дросель постійно зв'язана зі зливною магістраллю.

На рис. 1 зображена схема генератора імпульсів тиску диференціальної дії.

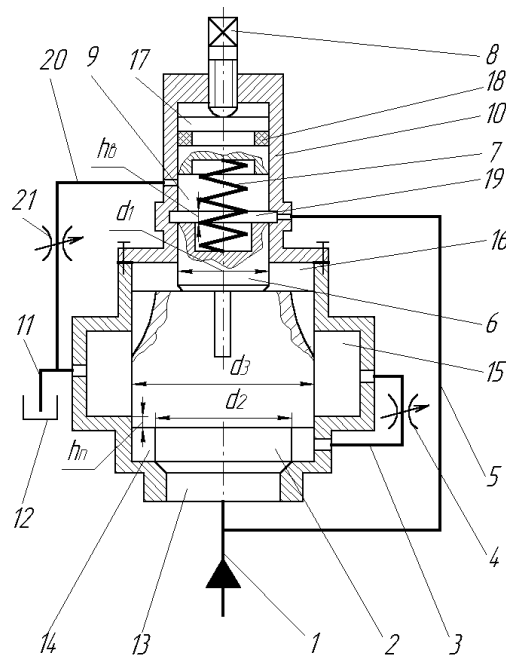


Рис. 1. Схема генератора імпульсів тиску диференціальної дії

Генератор імпульсів тиску диференціальної дії містить клапан 2, який через підкляпанну порожнину 13 з'єднаний з напірною магістраллю 1. Замкнена порожнина 14 з'єднана магістраллю 3 з кільцевим розточенням 15 через регульований дросель 4. Кільцеве розточення 15 корпуса 10 з'єднане з проміжною порожниною 16 через фрезерування у тілі клапана і зі зливним баком 12 через зливну магістраль 11. Над клапаном 2 розміщено плунжер-штовхач 6, обтяжений пружиною 7. Гвинт 8 призначений для регулювання попередньої деформації пружини 7 через поршень 17, герметизований ущільнюючим кільцем 18. Надкляпанна порожнина 9 з'єднана через верхнє кільцеве розточення 19 з напірною магістраллю 1 за допомогою магістралі 5. Надкляпанна порожнина 9 також з'єднана магістраллю 20 через додатковий регульований дросель 21 зі зливною магістраллю 11.

Генератор імпульсів тиску диференціальної дії працює так. У вихідному положенні на клапан 2 діє сила, яка зумовлена різницею сил, які прикладаються зі сторони першої ступені меншого діаметра клапана 2 та зі сторони плунжера-штовхача 6, який контактує з тілом клапана 2 з іншої сторони. Тобто $R_1 = P_1 - P_2$, де $P_1 = p\pi d_1^2 / 4 + cx_0$ – сила тиску зі сторони плунжера-штовхача 6, $P_2 = p\pi d_2^2 / 4$ – сила тиску зі сторони першої ступені клапана 2 (p – поточний тиск у напірній магістралі 1; c – жорсткість пружини 7, x_0 – попередня деформація пружини 7, яка створюється за допомогою гвинта 8 через поршень 17, герметизований ущільнюючим кільцем 18). Якщо зростає тиск у напірній магістралі 1, сила P_2 зростає, і коли вона стає більшою ніж P_1 , то відбувається відрив першої ступені клапана 2 від установного сидла. Рідина під високим тиском попадає в замкнуту порожнину 14 і дія тиску при цьому вже приймається всім поперечним перерізом клапана 2. Внаслідок цього на поперечний переріз клапана 2, тобто на його другу ступінь діаметром d_3 , діятиме робочий тиск, який виникне в напірній магістралі 1 на цей час. У цьому випадку на тіло клапана 2 діятиме вислідна складова $R_2 = P_3 - P_1$, де $P_1 = p\pi d_1^2 / 4 + c(x_0 + x)$ – сила тиску зі сторони плунжера-штовхача 6, $P_3 = p\pi d_3^2 / 4$ – сила тиску зі сторони другої ступені клапана 2, x – переміщення клапана 2. Так як P_3 більше ніж P_2 , то клапан 2 різко переміститься вгору (згідно розташування на кресленні) відносно корпусу 10. За цих умов плунжер-штовхач 6 перекриє верхнє кільцеве розточення 19, від'єднавши надклапанну порожнину 9 від магістралі 5, з'єднаної із напірною магістраллю 1. Далі під дією рівнодійної сили $R_3 = P_3 - P_1$, де $P_1 = c(x_0 + x)$ – сила тиску зі сторони плунжера-штовхача 6, $P_3 = p\pi d_3^2 / 4$ – сила тиску зі сторони другої ступені клапана 2, клапан 2 продовжить швидкий рух вгору, пройде позитивне перекриття кільцевого розточення 15, яке сполучене через зливну магістраль 11 зі зливним баком 12. За цих умов, з метою ліквідації протидії руху плунжера-штовхача 6, а отже, і клапана 2, за їх переміщення вгору, частина рідини, яка знаходиться в надклапанній порожнині 9, перетискається через магістраль 20 та додатковий регульований дросель 21 у зливну магістраль 11. У напірній магістралі 1 тиск впаде до зливної $p_{зл}$. Потім під дією рівнодійної сили $R_4 = P_1 - P_3$ клапан 2 опускається на сидло першої ступені і здійснює позитивне перекриття кільцевого розточення 15 ($P_1 = c(x_0 + x)$ – сила тиску зі сторони плунжера-штовхача 6, $P_3 = p_{зл}\pi d_3^2 / 4$ – сила тиску зі сторони другої ступені клапана 2, $p_{зл}$ – зливний тиск, який буде однаковим у підклапанній 13, замкненій 14 та надклапанній 9 порожнинах внаслідок їхнього сполучення через зливну магістраль 11 зі зливним баком 12). Далі клапан 2 опускається нижче і проходить перекриття верхнього кільцевого розточення 19, з'єднуючи надклапанну порожнину 9 через магістраль 5 із напірною магістраллю 1. Подальший рух клапана відбувається під дією рівнодійної сили $R_5 = P_1 - P_3$ ($P_1 = p_{зл}\pi d_1^2 / 4 + c(x_0 + x)$ – сила тиску зі сторони плунжера-штовхача 6, $P_3 = p_{зл}\pi d_3^2 / 4$ – сила тиску зі сторони другої ступені клапана 2, $p_{зл}$ – зливний тиск, який буде однаковим у підклапанній 13, замкненій 14 та надклапанній 9 порожнинах внаслідок їхнього сполучення через зливну магістраль 11 зі зливним баком 12). Залишки рідини, які залишаються в

замкненій порожнині 14 перетискаються через магістраль 3 та регульований дросель 4 до кільцевої рощки 15. З метою ліквідації протидії руху клапана 2, під час його переміщення вгору, проміжна порожнина 16 має постійний зв'язок за допомогою повздовжніх проточок з кільцевим розточенням 15. Після досягнення клапаном 2 крайнього нижнього (згідно розташування на кресленні) положення напірна порожнина 13 розділяється зі замкненою порожниною 14, що призводить до подальшого підвищення тиску робочої рідини, який необхідний для здійснення наступного робочого циклу, який періодично повторюється.

ГІТДД належить до апаратури керування та регулювання гідроприводів, і може бути використаний у приводах вібропресів, випробувальних стендів, будівельних та комунальних вібромашин тощо.

Розглянемо роботу ГІТДД на прикладі вібраційного гідроприводу плити пресування твердих побутових відходів (ТПВ) у сміттєвозі на основі схеми запропонованої авторами [5]. У цій схемі за рахунок введення генератора імпульсів тиску реалізується вібраційний спосіб пресування, який дає змогу підвищити коефіцієнт ущільнення ТПВ. На рис. 2 наведено розрахункову схему роботи гідроприводу за вібраційного способу пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії. На схемі наведено такі 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 умовного проходу отвору розподільника; S_ϕ – площа поверхні фільтрувального елемента; k_ϕ – питома пропускна спроможність фільтра (на схемі не вказана); μ_0 – коефіцієнт динамічної в'язкості (на схемі не вказаний); D, d – діаметри поршня та штока; G_n – вага плити пресування; G_ψ – вага гідроциліндра; G_{B1} – вага частини відходів, які знаходяться над плитою пресування; G_{B2} – вага частини відходів, які знаходяться поза плитою пресування (ПП); F_{TP} – сила тертя між плитою пресування та напрямними; F_{TB} – сила тертя між ТПВ і кузовом; F_ψ – сила, яку розвиває гідроциліндр; h_1, h_2 – висота нижньої та верхньої частини плити пресування; b – ширина плити пресування (на схемі не вказана); δ – товщина плити пресування; α – кут нахилу плити пресування; x – переміщення плити пресування; y – переміщення запірнього елемента ГІТДД; d_1 – діаметр плунжера-штовхача; d_2 – діаметр 1-го ступеня запірнього елемента ГІТДД; d_3 – діаметр 2-го ступеня запірнього елемента ГІТДД; m_k – маса запірнього елемента; c – жорсткість пружини; y_0 – попередня деформація пружини; h_n – додатне перекриття запірнього елемента, h_e – перекриття (відстань від верхнього торця плунжера-штовхача до верхньої площини верхнього кільцевого розточення, $d_{\phi 1}$ – діаметр прохідного вікна дроселя, $d_{\phi 2}$ – діаметр прохідного вікна додаткового дроселя.

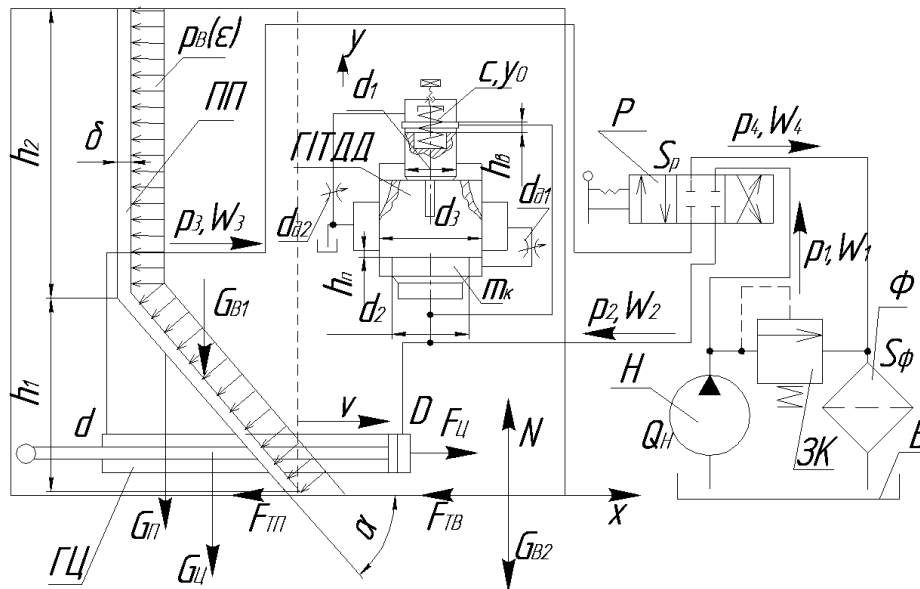


Рис. 2. Розрахункова схема гідроприводу за вібраційного способу пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії

Під час розробки математичної моделі роботи гідроприводу сміттевоза на операції пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії були прийняті такі припущення [2, 3]: тиск пресування ТПВ залежить від відносної їх деформації й описується степеневою функцією, рухомі частини робочих органів для пресування ТПВ приймаємо за одномасову систему, оскільки ПП і корпус гідроциліндра жорстко з'єднані між собою, а шток гідроциліндра жорстко з'єднаний з кузовом сміттевоза, маса якого значно перевищує масу ПП і корпусу гідроциліндра ($m_c=2500 \text{ кг} \gg m_{ПП}+m_{ГЦ}=300 \text{ кг}$), а тому приймається нерухомою; робоча рідина прийнята стисливою і характеризується коефіцієнтом стисливості K ; коефіцієнт стисливості робочої рідини (РР) змінюється несуттєво зі зміною тиску і тому вважається постійним; витрати робочої рідини на перетікання із зони високого тиску в зону низького тиску прямопропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих зон і характеризується 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 та ГПТ не враховуються через відсутність нормальних зусиль у парах тертя, в яких використано ущільнення проміжком; загальний коефіцієнт тертя ТПВ по сталі, який дорівнює середньому арифметичному складових коефіцієнтів, пропорційний до їхнього відсоткового вмісту за масою.

З врахуванням припущень робота гідроприводу на операції пресування ТПВ може бути описана відповідною системою диференціальних (1 – 6) та алгебраїчних рівнянь (7, 8) з відповідними граничними умовами (9). Диференціальне рівняння (1) описує витрати РР на ділянці насос-гідророзподільник і враховує фактичну подачу насоса, витрати РР через розподільник, втрати РР на перетікання із зони високого тиску в зону 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 гідроциліндра, витрати РР під час відкриття запірного елемента ГПТ, втрати РР на

перетікання із зони високого тиску в зону низького тиску та деформацію трубопроводів. Диференціальне рівняння (3) описує витрати РР на ділянці вихід гідроциліндра-гідророзподільника і враховує витрати РР на роботу гідроциліндра, 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 під час відкриття запірнього елемента ГІТ, витрати РР через фільтр, втрати РР на перетікання із зони високого тиску в зону низького тиску та деформацію трубопроводів.

$$Q_H = \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} + \sigma(p_1 - p_2) + KW_1 \dot{p}_1; \quad (1)$$

$$S_P \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{PP}}} = \dot{x} S_{II1} + \sigma(p_2 - p_3) + KW_2 \dot{p}_2 + \dot{y} \frac{\pi}{4} (d_3^2 - 1(h_e - y)d_1^2) + \\ + 1(y - h_n) \mu \pi d_3 (y - h_n) \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PP}}} + 1(y) \mu \pi \frac{d_{D1}^2}{4} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PP}}} + \mu \pi \frac{d_{D2}^2}{4} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho_{PP}}}; \quad (2)$$

$$\dot{x} S_{II2} = \mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho_{PP}}} + \sigma(p_3 - p_4) + KW_3 \dot{p}_3; \quad (3)$$

$$\mu S_P \sqrt{\frac{2(p_3 - p_4)}{\rho_{PP}}} = k_\phi \frac{p_4}{\mu_D} S_\phi + \sigma p_4 + KW_4 \dot{p}_4; \quad (4)$$

$$p_2 S_{II1} - p_3 S_{II2} = m_P \ddot{x} + \pi DL \frac{V\rho}{\Delta} \dot{x} + p_B(\varepsilon) S_{II1} + \text{Sign}(\dot{x})(F_{TII} + F_{TB}); \quad (5)$$

$$p_2 \left[1(y) \frac{\pi(d_3^2 - d_2^2)}{4} + \frac{\pi}{4} (d_2^2 - 1(h_e - y)d_1^2) \right] = m_K (\ddot{y} + g) + \pi d_3 L_1 \frac{V\rho}{\Delta_1} (\dot{y})^2 + c(y + y_0); \quad (6)$$

$$p_B(\varepsilon) = 1774,117 + 0,09206\rho - 0,00257 p_{кр1} \frac{S_{II1}}{S_{II}} - 38 \frac{Q_H^2}{S_{II1}^2} - 0,4854 \frac{x_{max}^2}{S_{II}} - 0,001576\rho^2 - 63,06 \frac{S_{оп1}^2}{S_1^2} -$$

$$-1,066 \cdot 10^{-10} p_{кр1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2} + 9813,11 + 223,1 \frac{x_{max}}{\sqrt{S_{II}}} - 0,8612 p_{кр1} \frac{S_{II1}}{S_{II}} - 8189 \frac{Q_H^2}{S_{II1}^2} - 114,7 \frac{x_{max}^2}{S_{II}} - 0,03341\rho^2 - ; \quad (7)$$

$$-12806 \frac{S_{оп1}^2}{S_1^2} - 2,3 \cdot 10^{-8} p_{кр1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2} \varepsilon^{5586-18,6\rho-1199 \frac{Q_H^2}{S_{II1}^2} - 0,005134\rho^2 - 1942 \frac{S_{оп1}^2}{S_1^2} - 3,306 \cdot 10^{-9} p_{кр1}^2 \frac{S_{II1}^2}{S_{II}^2}}$$

$$S_{II1} = b(h_1 \text{tg} \alpha + h_2); \quad F_{TII} = f_C (G_{B1} + G_{II} + G_{II} + p_B(\varepsilon) S_{II2}); \quad F_{TB} = f_B (G_B - G_{B1} + p_B(\varepsilon) S_\phi); \\ S_{II2} = \frac{bh_1}{\text{tg} \alpha}; \quad S_B = \frac{(V_K - V)(b + 2(h_1 + h_2))}{b(h_1 + h_2)}; \quad G_{B1} = \frac{h_1 b (h_2 + h_1/2) \rho_B g}{\text{tg} \alpha}; \quad G_{II} = \left(h_2 + \frac{h_1}{\sin \alpha} \right) b \delta \rho_C g; \\ G_{II} = (m_{II} + S_{II1} x \rho_{PP}) g; \quad G_B = V_K \rho_B g; \quad m_P = (G_B + G_{II} + G_{II}) / g; \quad S_{II1} = \pi D^2 / 4; \quad S_{II2} = \pi (D^2 - d^2) / 4; \quad (8)$$

$$0 \leq \{p_1, p_2, p_3, p_4\} \leq p_{зк}; \quad 0 \leq x \leq x_{max}; \quad 0 \leq y \leq y_{max}, \quad (9)$$

де $\mathbf{1}()$ – одинична функція; $\text{Sign}()$ – функція знаку; $p_{зк}$ – тиск спрацювання запобіжного клапана; x_{max} – максимальний хід гідроциліндра; y_{max} – максимальне переміщення запірнього елемента ГІТ до упору; Δ_1 – величина проміжку між запірнім елементом і корпусом ГІТ; L_1 – довжина поверхні тертя запірнього елемента ГІТ.

Диференціальне рівняння (5) описує рух плити пресування і враховує силу, яку розвиває гідроциліндр; силу інерції рухомих елементів; силу в'язкого тертя; силу опору ТПВ при їхньому ущільненні; сили сухого тертя плити пресування та ТПВ. Диференціальне рівняння (6) описує рух запірного елемента ГТ і враховує силу, створену тиском p_2 ; силу інерції запірного елемента; силу в'язкого тертя; силу пружності пружини; вагу запірного елемента. Залежність (7) тиску пресування p_e ТПВ від їхньої відносної деформації ε з врахуванням основних параметрів вібраційного гідроприводу пресування отримана експериментально [3].

Система диференціальних рівнянь (1 – 6), які описують динаміку гідроприводу сміттєвоза на операції пресування ТПВ з використанням ГТДД, є системою нелінійних звичайних диференціальних рівнянь нерозв'язних відносно вищих похідних. Крім того, ця математична модель містить суттєві нелінійності. Нелінійність цих рівнянь проявляється в тому, що шукані функції p_1, p_2, p_3, p_4 входять у диференціальні рівняння у вигляді виразів з дробовими степенями. Крім того, деякі із розглянутих рівнянь містять складні залежності, які не можна лінеаризувати звичайним розкладанням у ряд Тейлора. Наявність у вищезгаданих рівняннях логічних функцій (функцій знаку та одиничної функції) також ускладнює аналітичне їхнє розв'язання. До числа суттєвих нелінійностей, функції яких мають розрив неперервності, належать залежності коефіцієнтів тертя від швидкості рухомих елементів досліджуваних гідроприводів. Нині нам невідомі аналітичні методи перетворення систем диференціальних рівнянь (1 – 6) до лінійного виду.

Нерозв'язність рівнянь відносно вищих похідних та суттєві нелінійності дозволяють зробити висновок про необхідність застосування числових методів розв'язання систем диференціальних рівнянь. Тому для розв'язання системи диференціальних рівнянь (1 – 6) використано метод Рунге-Кутта-Фельберга, який автоматично змінює крок інтегрування під час виявлення похибки обчислень, що підвищує точність розрахунків. Цей числовий метод реалізовано за допомогою ЕОМ у середовищі програмування Delphi, що дає змогу чисельно розв'язати систему диференціальних рівнянь (1 – 6) і отримати результати у вигляді графіків та таблиць. Загальний вигляд діалогового вікна програми "Матмодель" для дослідження динаміки гідроприводу сміттєвоза на операції пресування ТПВ з використанням ГТДД показано на рис. 3.

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 при значеннях кроків інтегрування h та половинних кроків інтегрування $h/2$.

Під час імітаційного моделювання на ЕОМ, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта-Фельберга та описану вище математичну модель, отримано результати чисельного дослідження процесів у гідроприводі за вібраційного пресування ТПВ з використанням ГТ диференціальної дії. Результати досліджень зображено на рис. 4. При цьому створена програма дозволяє автоматично підраховувати частоту та амплітуду коливань.

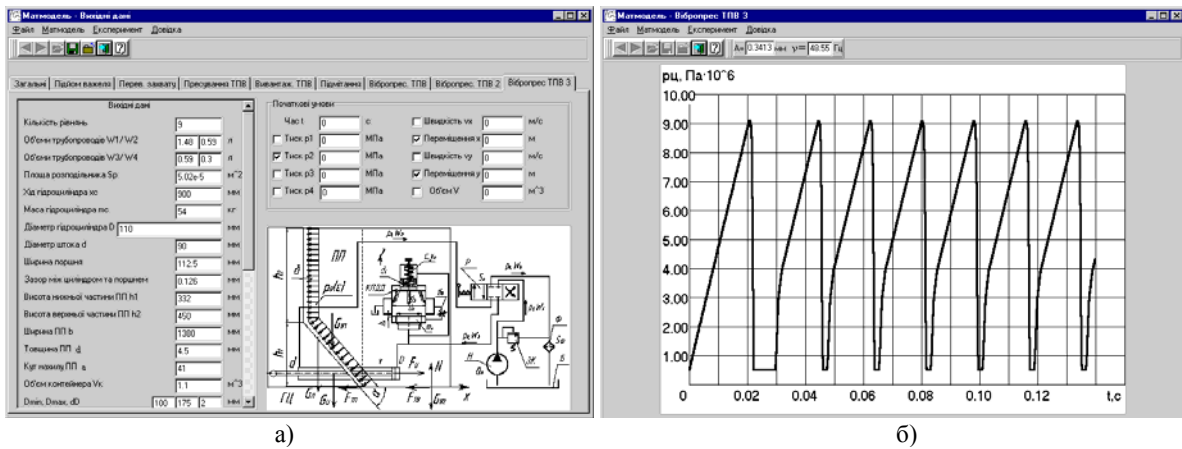


Рис. 3. Загальний вигляд діалогового вікна програми "Матмодель" для дослідження динаміки гідроприводу сміттєвоза на операції пресування ТПВ з використанням ГТДД: введення вихідних даних (а); результати дослідження (б)

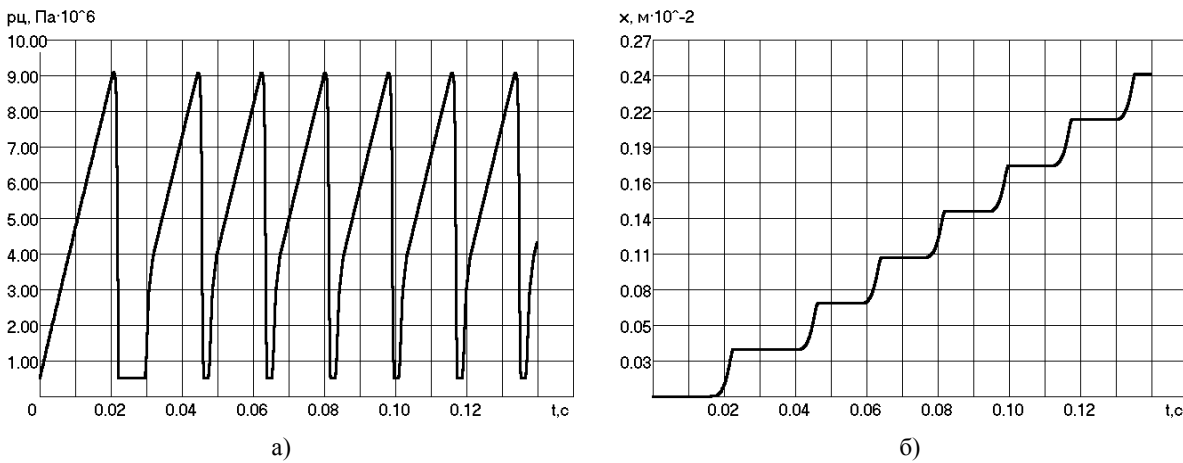
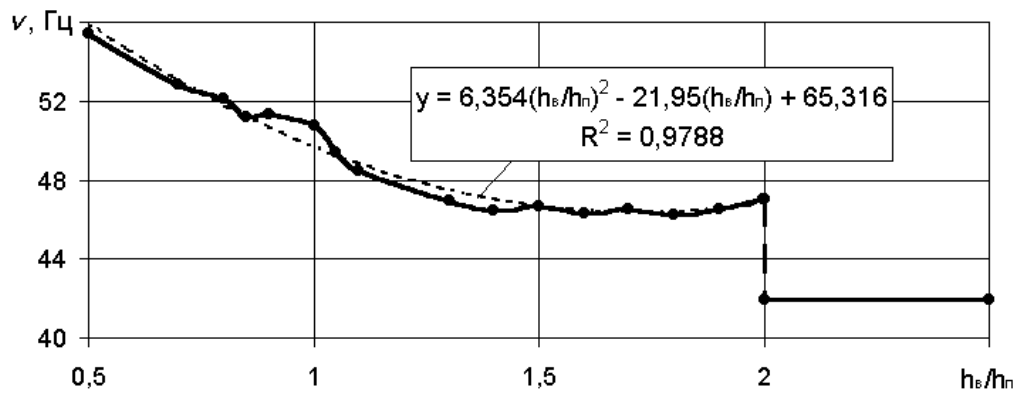


Рис. 4. Зміна тиску в напірній порожнині гідроциліндра p_i (а) та переміщення плити пресування x (б)

На рис. 5 наведено результати досліджень впливу співвідношення h_b/h_n на частоту коливань ν . У результаті аналізу цієї залежності можна зробити висновок, що за $h_b/h_n=0,5\dots 2$ частота коливань зростає на 32,1%...10,2%. Встановлено, що залежність $\nu=f(h_b/h_n)$ найкраще визначається за допомогою квадратичного рівняння регресії, яке наведено на вільному полі рис. 5. При цьому квадрат коефіцієнта кореляції склав $R^2=0,9788$, що свідчить про адекватність отриманого рівняння регресії, яке може бути використане під час розробки методики інженерного розрахунку параметрів ГТДД.

Подальше збільшення співвідношення h_b/h_n не призводить до зростання частоти коливань. При чому в якості діапазону раціональних значень співвідношення h_b/h_n можна порекомендувати $h_b/h_n=0,5\dots 1$, що забезпечує суттєве збільшення частоти коливань (на 32,1%...20,9%), яке доцільно використовувати для інтенсифікації процесів вібраційного ущільнення різних матеріалів, зокрема ТПВ.

Рис. 5. Вплив співвідношення h_0/h_n на частоту коливань ν

Висновки

1. Створено нову конструкцію генератора імпульсів тиску диференціальної дії, яка дозволяє збільшити частоту коливання робочих органів вібраційних машин на основі гідроприводу при інших рівних параметрах і захищена патентом України на корисну модель № 29363 У.

2. Запропоновано математичну модель вібраційного гідроприводу пресування твердих побутових відходів з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії, яка дає змогу досліджувати динаміку вказаного гідроприводу для вибору більш раціональних його конструктивних параметрів.

3. У результаті проведення математичного моделювання виявлено діапазон раціональних значень співвідношення $h_0/h_n=0,5\dots 1$, що забезпечує суттєве збільшення частоти коливань ν (на 32,1%...20,9%), яке доцільно використовувати для інтенсифікації процесів вібраційного ущільнення різних матеріалів, зокрема твердих побутових відходів.

4. Встановлено, що залежність $\nu=f(h_0/h_n)$ визначається за допомогою квадратичного рівняння регресії, яке може бути використане під час розробки методики інженерного розрахунку параметрів генератора імпульсів тиску диференціальної дії.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / [Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д. и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.
2. Коц И. В. Разработка и исследование клапанов-пульсаторов для гидравлических приводов вибрационных горных машин: дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.02.03. / И. В. Коц. – Винница, 1994. – 227 с.
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. Патент України № 29363 У, МПК(2006) F 15 В 21/00. Генератор імпульсів тиску диференціальної дії / О. В. Березюк. – №200710323; заявл. 17.09.2007; одерж. 10.01.2008.
5. Патент України № 61580 А, МПК7 В 65 F 3/20. Гідропривод ущільнюючої плити сміттєвоза / В. І. Савуляк, О. В. Березюк. – №2003032027; заявл. 07.03.2003; одерж. 17.11.2003.

Березюк Олег Володимирович – к. т. н., доцент кафедри менеджменту у будівництві, охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Вінницького національного технічного університету.