

П.М. АНДРЕНКО, д-р. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»;
М.С. СВИНАРЕНКО, канд. техн. наук, доц., ХНУБА, Харків;
А.Х. РЕМЕТОВА, магістрант, НТУ «ХПІ»

ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ З АВТОМАТИЧНИМ ПІДСТРОЮВАННЯМ ПАРАМЕТРІВ

Запропоновано узагальнену математичну модель гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у безрозмірних конструктивних параметрах. Встановлено вплив безрозмірних конструктивних параметрів гасителя та частоти пульсацій тиску в гідроагрегаті на його коефіцієнт гасіння. Запропоновано використовувати для багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів гасителя узагальнений критерій гашення пульсацій тиску, а для встановлення його технічного рівня – масогабаритний критерій.

Ключові слова: математична модель, гаситель пульсацій, коефіцієнт гасіння, втрати тиску, безрозмірні параметри, критерії ефективності.

Вступ і постановка проблеми. Гідравлічні гасителі пульсацій тиску (ГПТ) використовуються в об'ємних гідроагрегатах (ГА) для зменшення шуму та вібрації, значення яких регламентовано ДСТУ. Застосування ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволяє підстроюватися до зміни тиску та витрати у ГА, викликаних спрацюванням виконавчих механізмів, що робить їх застосування більш ефективним. Стосовно таких ГПТ постають проблеми визначення раціональних конструктивних параметрів, які забезпечать їх ефективне функціонування при незначних втратах тиску в ньому та малих масогабаритних показниках, а також по встановленню впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння.

Методика розрахунку та проектування ГПТ наведена в роботі [1]. В ній зроблено класифікацію ГПТ, розглянуто велику кількість їх конструктивних та схемних рішень, в тому числі і з автоматичним підстроюванням параметрів, описані фізичні моделі їх робочих процесів. Однак наведена методика проектування ГПТ базується на емпіричних залежностях, одержання яких пов'язане з проведенням коштовних експериментів. Методика для визначення раціональних конструктивних параметрів ГПТ трудомістка, а її використання потребує великої кількості розрахунків. Крім цього, наведені математичні моделі робочого процесу ГПТ не повністю враховують характеристики робочої рідини (РР), робочі параметри ГА і втрати тиску в гасителі.

У статті [2] наведені конструктивні схеми та конструкції ГПТ, приклади їх використання в ГА машин. Визначені діапазони частот в яких відбувається ефективне гасіння пульсацій тиску. Однак встановлені діапазони гасіння частот правомірні лише для гасителів з визначеними конструктивними розміра-

ми; крім того, не встановлено впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння і не розглядається ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Експериментальним дослідженням ГПТ присвячені статі [3, 4]. Але в них не розглядається ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. В статті [5] наведена методика і результати експериментальних досліджень ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. В ній проаналізовано вплив деяких конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння, однак не визначені раціональні конструктивні параметри гасителя.

В статті [6] наведена математична модель робочого процесу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у складі ГА. Однак в ній не дано рекомендацій щодо вибору раціональних конструктивних параметрів ГПТ, не встановлено втрати тиску в них.

Визначенню раціональних конструктивних параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів шляхом багатокритеріальної оптимізації параметрів на базі удосконаленої математичної моделі робочого процесу присвячена стаття [7]. В математичній моделі враховували характеристики РР, а саме температуру, газоміст, тиск в ГА. Оптимізація конструктивних параметрів в ній проводилась за критеріями *коефіцієнта гасіння пульсацій тиску*, середнім значенням циклічної міцності пружного елемента та величини оберненої масі гасителя, які максимізували. Втрати тиску в гасителі розглядалися як функціональні обмеження. За результатами оптимізації встановлені раціональні конструктивні параметри ГПТ. Однак отримані результати не прив'язані до основного конструктивного параметра гідравлічних апаратів і пристроїв – діаметра умовного проходу, а критерії, за якими відбувалася оптимізація, не в повній мірі дозволяють проводити порівняння ГПТ різних типів.

Порівняння ефективності гасителів, в тому числі і різних типів, в [8] пропонується за узагальненим критерієм гасіння пульсацій тиску, який крім ступеня гасіння амплітуди вхідних пульсацій тиску РР враховує гідравлічні втрати тиску в ньому, та масогабаритним критерієм. Однак в [8] відсутнє приведення конструктивних параметрів ГПТ до діаметра умовного проходу та порівняння гасителів різних типів за цими критеріями. Таким чином, визначення безрозмірних, по відношенню до діаметра умовного проходу, раціональних конструктивних параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів та їх порівняння за запропонованими критеріями є актуальним науково-технічним завданням, рішення якого й присвячена дана стаття. В такій постановці дана задача не розглядалась.

Математична модель ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Такий ГПТ є найбільш перспективними для гасіння пульсацій тиску у широкому діапазоні частот, рис. 1, [9]. В ньому автоматичне підстроювання до зміни тиску у ГА забезпечується за рахунок з'єднання в одному корпусі фільтра низьких частот (проточні порожнини із внутрішніми патрубками 11) і паралельного резонансного контуру (проточні порожнини із центральною

трубою, в якій установлені пружні елементи зі змінною жорсткістю 7).

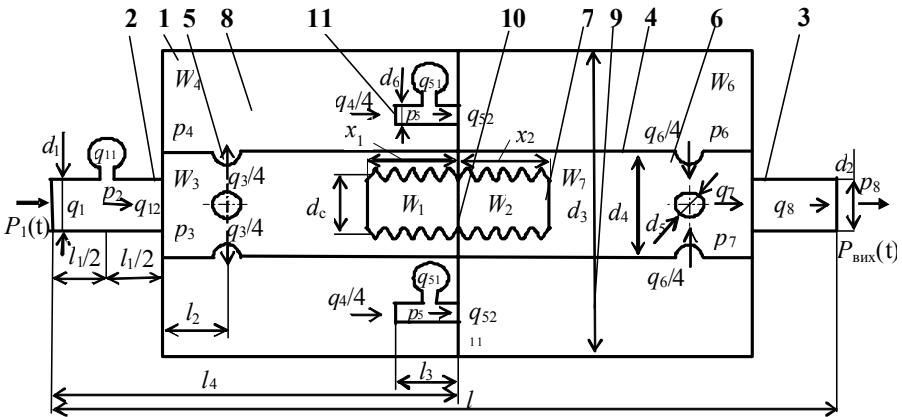


Рис. 1 – Розрахункова схема ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів:

1 – корпус; 2 і 3 – відповідно, вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7 – пружні блоки зі змінною жорсткістю (сильфони); 8 і 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – короткі внутрішні патрубки.

В основі математичної моделі робочого процесу такого ГПТ у відносних геометричних параметрах (по відношенню до діаметра умовного проходу), лежить зосередження параметрів за Т- і Г-подібними схемами, та врахування газовмісту РР, її температури, змінність в часі густини, коефіцієнтів витрат, відносного індуктивного і активного опорів каналів. Вона складається з рівнянь:

– руху РР в каналі 1 (5)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_{1(5)}(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{L}_{1(5)}(t)} \left[p_{1(4)}(t) - p_{2(5)}(t) \right] - \frac{\bar{R}_{1(5)}(t)}{\bar{L}_{1(5)}(t)} q_{1(5)}(t), \\ \frac{d p_{2(5)}(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{C}_{1(5)}} q_{11(51)}(t) = \frac{1}{\bar{C}_{1(5)}} \left[q_{1(5)}(t) - q_{12(52)}(t) \right], \\ \frac{d q_{12(52)}(t)}{d t} &= \frac{1}{\bar{L}_{1(5)}(t)} \left[p_{2(5)}(t) - p_{3(6)}(t) \right] - \frac{\bar{R}_{1(5)}(t)}{\bar{L}_{1(5)}(t)} q_{12(52)}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

– зміни тиску в камерах зі змінним об'ємом 3 (7)

$$\frac{d p_{3(7)}(t)}{d t} = \left[q_{12(6)}(t) - q_{3(7)}(t) \right] \frac{E}{\bar{W}(t)_{3(7)}}, \quad (2)$$

де $\bar{W}(t)_{3(7)}$ – відносний об'єм камери;

– зміни відносного об'єму камери 3 (7)

$$\bar{W}(t)_{3(7)} = \pi \bar{d}_4^2 (\bar{l}_4 - \bar{l}_1) / 4 - \bar{W}(t)_{1(2)}, \quad (3)$$

де $\bar{W}(t)_{1(2)}$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, відносний об'єм камери сільфона, який розраховують за залежністю:

$$\bar{W}(t)_{1(2)} = \pi \bar{d}_C^2 [\bar{l}_C - \bar{l}_{p3(7)}(t)] / 4,$$

$$\bar{l}_{p3(7)}(t) = \begin{cases} \pi \bar{d}_C^2 p_{3(7)}(t) / 4c_{C\Sigma}, & \text{при } \pi \bar{d}_C^2 p_{3(7)}(t) / 4c_{C\Sigma} < \bar{l}_{\max}; \\ \bar{l}_{\max}, & \text{при } \pi \bar{d}_C^2 p_{3(7)}(t) / 4c_{C\Sigma} \geq \bar{l}_{\max}, \end{cases}$$

– витрати через отвори

$$1/4 q_{3(6)}(t) = \mu(\text{Re}) \bar{A}_0 \sqrt{2[p_{3(6)}(t) - p_{4(7)}(t)] / \rho_{3(6)}(t)}; \quad (4)$$

– зміни тиску в камері 4 (6)

$$\frac{dp_{4(6)}(t)}{dt} = [q_{3(6)}(t) - q_{4(6)}(t)] \frac{E}{\bar{W}_{4(6)}}, \quad (5)$$

де $\bar{W}_{4(6)}$ – відносний об'єм камери,

$$\bar{W}_4 = \pi (\bar{d}_3^2 - \bar{d}_4^2) (\bar{l}_4 - \bar{l}_1) / 4 - \pi \bar{d}_6^2 \bar{l}_3; \quad \bar{W}_6 = \pi (\bar{d}_3^2 - \bar{d}_4^2) (\bar{l}_4 - \bar{l}_1) / 4;$$

– нерозривності

$$q_5(t) = q_4(t) / 4; \quad (6)$$

– витрати через отвори у внутрішніх камерах

$$q_6(t) / 4 = \mu(\text{Re}) \bar{A}_0 \sqrt{2[p_6(t) - p_7(t)] / \rho_6(t)}; \quad (7)$$

– руху РР у вихідному каналі 8

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_7(t)}{dt} &= \frac{1}{\bar{L}_8(t)} [p_7(t) - p_8(t)] - \frac{\bar{R}_8(t)}{\bar{L}_8(t)} q_7(t), \\ \frac{dp_8(t)}{dt} &= \frac{1}{\bar{C}_8} q_{81}(t) = \frac{1}{\bar{C}_8} [q_7(t) - q_8(t)]. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Рівняння (1) – (8) доповнюють наступними обмеженнями:

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, \quad \bar{l}_{\max} \leq n_C (\bar{l}_C - 2\bar{\delta}_C),$$

де $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; \bar{d}_C – відносний діаметр сільфона; \bar{l}_C – відносна довжина сільфона; $\bar{l}_{p3}(t)$, $\bar{l}_{p7}(t)$ і \bar{l}_{\max} – відповідно відносні переміщення сільфона під дією тиску p_3 , тиску p_7 і максимальне; $c_{C\Sigma}$ – коефіцієнт жорсткості сільфона по тиску; \bar{l}_C – відносний крок гофри сільфона; $\bar{\delta}_C$ і n_C – відповідно відносна товщина стінки і кількість робочих гофрів сільфона.

Зауважимо, що при використанні в якості пружних елементів сильфонів, які працюють разом із гвинтовою циліндричною пружиною, або двох сильфонів коефіцієнт $c_{C\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

У рівняннях (1) – (8) величини

$$\bar{L}_8(t) = \rho_8(t) \bar{l}_8 / \bar{A}_8 \quad \text{і} \quad \bar{L}_{1(5)}(t) = \rho_{1(5)}(t) \bar{l}_{1(5)} / 2\bar{A}_{1(5)}$$

– відіграють роль відносного індуктивного опору 8-го і 1 (5)-го каналів; величини

$$\bar{R}_8(t) = 8\nu_1 \rho_8(t) \bar{l}_8 / \bar{A}_8 \bar{r}_8^2 \quad \text{і} \quad \bar{R}_{1(5)}(t) = 8\nu_1 \rho_{1(5)}(t) \bar{l}_{1(5)} / 2\bar{A}_{1(5)} \bar{r}_{1(5)}^2$$

– роль відносного активного опору 8-го і 1 (5)-го каналів; величини $\bar{C}_i = \bar{A}_i \bar{l}_i / E$ – роль відносної ємності i -го каналу, де $\bar{l}_i = l_i / d_y$. Крім того, позначено: \bar{r}_i – відносний радіус перетину i -го каналу, $\bar{r}_i = r_i / d_y$; \bar{d}_C – відносний середній діаметр сильфона; $\mu(\text{Re})$ і \bar{A}_0 – відповідно коефіцієнт витрати і відносна площа отвору; ν_1 – кінематичний коефіцієнт в'язкості РР; \bar{A}_i і \bar{r}_0 – відповідно відносні площа і радіус каналу (трубопроводу), $\bar{A}_i = \pi \bar{r}_i^2$; E – приведений модуль пружності РР, який розраховували з урахуванням вмісту повітря та товщини стінки трубопроводу (каналу).

Критерії ефективності ГПТ. Для оцінки ефективності гасителів пульсацій тиску використовували наступні критерії [8]:

- узагальнений критерій гашення пульсацій тиску, який крім ступеня гашення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР враховує гідравлічні втрати тиску в ньому,

$$K_o = k_r (1 - \Delta p_{\text{сеп}} / p_{\text{вх сеп}}), \quad (9)$$

де $k_r = a_{p \text{ вх}} / a_{p \text{ вих}}$; $a_{p \text{ вх}}$, $a_{p \text{ вих}}$ – відповідно амплітуда пульсацій тиску на вході і виході гасителя; $\Delta p_{\text{сеп}}$ і $p_{\text{вх сеп}}$ – відповідно середнє за період коливання РР втрати тиску в ГПТ і тиск на його вході;

- масогабаритний критерій

$$K_{mV} = (m_{\text{тр}} V_{\text{тр}}) / (m_r V_r), \quad (10)$$

де $m_{\text{тр}}$ і m_r – відповідно маса трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу гасителя і маса ГПТ; $V_{\text{тр}}$ і V_r – відповідно об'єм трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу гасителя і об'єм ГПТ.

При розрахунку втрат тиску в ГПТ приймали, що вони виконані з металевих труб круглого перетину однакової товщини. Втрати тиску в трубопроводі круглого перетину у статичному режимі при нехтуванні початковою ді-

лянкою розраховували за відомою залежністю:

$$\Delta p_T = p_1 - p_2 = \zeta_H v_0^2 \rho_{C0} / 2, \quad (11)$$

де p_1 і p_2 – відповідно тиск на вході і виході трубопроводу; v_0 і ρ_{C0} – відповідно швидкість РР в трубопроводі і її густина в сталому режимі; ζ_H – нестационарний коефіцієнт опору трубопроводу, який знаходиться за залежністю [10]:

$$\zeta_H = \zeta_{\text{ккк}} + 2 l_1 \sqrt{\omega / v_{1C0}} / \text{Re}_0, \quad (12)$$

Re_0 – число Рейнольдса, що розраховується за швидкістю сталого потоку, на який накладаються коливання; ω – частота коливань (пульсацій тиску РР); v_{1C0} – кінематична в'язкість РР у сталому режимі; $\zeta_{\text{ккк}}$ – квазістационарний коефіцієнт опору трубопроводу,

$$\zeta_{\text{ккк}} = \lambda l_1 / d_1, \quad (13)$$

λ – квазістационарний коефіцієнт гідравлічного опору тертя, який залежить від числа Рейнольдса та визначається за залежностями з роботи [11].

Зауважимо, що площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирають згідно з рекомендаціями, наведеними у науково-технічній літературі залежно від допустимої швидкості рідини в них. Коефіцієнт місцевого опору $\zeta_{\text{пз}}$ обумовлений поступовим звуженням потоку [11],

$$\zeta_{\text{пз}} = 0,5 k_{\text{пз}} (1 - d_2^2 / d_1^2), \quad (14)$$

d_1 і d_2 – відповідно діаметри вхідного і вихідного трубопроводів; $k_{\text{пз}}$ – коефіцієнт зм'якшення, враховуючий поступове звуження потоку рідини з кутом конусності сопла α_c , який за даними роботи [11] для $20^\circ \leq \alpha_c \leq 60^\circ$, приблизно дорівнює 0,2, а в разі раптового звуження потоку дорівнює одиниці.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta_{\text{рр}}$ обумовлений раптовим розширенням потоку [12]:

$$\zeta_{\text{рр}} = (1 - d_1^2 / d_2^2)^2. \quad (15)$$

Втрати тиску в отворі розраховували за тією ж залежністю, як для статичного режиму:

$$\Delta p_{\text{отв}} = \varphi_{\text{отв}} \varepsilon_{\text{отв}} v_{\text{отв}}^2 \rho_{C0} / 2, \quad (16)$$

де $\varphi_{\text{отв}}$ і $\varepsilon_{\text{отв}}$ – відповідно коефіцієнт швидкості і стиснення струменя, які визначаються з роботи [13]; $v_{\text{отв}}$ – швидкість РР в отворі.

Зауважимо, що діаметр отвору $d_{\text{отв}}$ повинен бути не менше за 0,5 мм. Втрати тиску в камері розраховували за формулами, як для статичного режиму:

$$\Delta p_w = 0,5 \rho_{C0} (\zeta_{pp} v_1^2 + \zeta_{ps} v_2^2), \quad (17)$$

де ζ_{pp} і ζ_{ps} – відповідно коефіцієнти місцевого опору, що обумовлені раптовим розширенням і звуженням потоку, які розраховуються за формулами, аналогічними (15) і (14) при $k_{пз} = 1$; v_1 і v_2 – відповідно швидкості РР у вхідному і вихідному каналах.

Зазначимо, що тут і далі використовували значення квазістаціонарних коефіцієнтів місцевих опорів; як відмічено в роботі [13], вони забезпечують достатню для практичних розрахунків точність.

Розрахунок сумарного коефіцієнта опору в ГПТ при послідовному з'єднанні проводили за залежністю:

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 \dots + \zeta_i, \quad (18)$$

а при паралельному виконували так:

$$1/\zeta_{\Sigma} = 1/\zeta_1 + 1/\zeta_2 + 1/\zeta_3 + \dots + 1/\zeta_i. \quad (19)$$

Розрахункові дослідження. Їх проводили, розглядаючи ГПТ у складі об'ємного ГА. Вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному. Параметри РР: густина $\rho_{C0} = 885 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu_l = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; температура 50°C , модуль об'ємної пружності $E = 1,35 \cdot 10^3 \text{ МПа}$.

За базові параметри ГПТ, рис. 1, приймали:

$$d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}; d_3 = 0,1 \text{ м}; d_4 = 6,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; d_5 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; d_6 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ d_7 = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}; d_c = 6 \cdot 10^{-2} \text{ м}; l = 27,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}; l_1 = 3,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}; l_2 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \\ l_3 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; l_4 = 0,1 \text{ м}; l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

максимальне переміщення сильфонів становило $l_{c \max} = 5,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; діаметр отвору 5 дорівнював $2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; стаціонарні коефіцієнти витрат отворів та дроселя $\mu_c = 0,7$. Коефіцієнт жорсткості сильфонів, які розташовані у вхідній та вихідній камерах гасителя, відповідно становить $27 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ і $22 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$.

За математичними моделями робочого процесу ГПТ та допомогою пакета прикладних програм визначали коефіцієнт гасіння. Задавалися початковими і граничними умовами: опір ГА задавали за допомогою дроселя, встановленого на виході гасителя (діаметр дроселя становив $4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$), знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, де T – період повторення циклу коливань. Пульсації витрати з виходу об'ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, що є найбільш наближеними до реальних пульсацій, становила 5 % від її усталеного значення, а частота $f = 250 \text{ Гц}$.

За результатами математичного моделювання робочих процесів у ГПТ з осцилограм пульсацій тиску знаходили амплітуди їх пульсацій і визначали коефіцієнт гасіння залежно від відносних його конструктивних параметрів, рис. 2, та аналізували їх вплив на коефіцієнт гасіння.

Проведені дослідження дозволили встановити, що при збільшенні відносного діаметра вхідного патрубку ГПТ (діаметра умовного проходу) коефіцієнт гасіння зменшується (рис. 2, *а*). При збільшенні відносної довжини вхідного патрубку ГПТ в ньому спостерігаються втрати тиску, обумовлені втратами на тертя (рис. 2, *б*). Значною мірою коефіцієнт гасіння залежить від відносних діаметрів отворів 5 і 7 (рис. 1), виконаних в центральній трубі 4 (рис. 2, *в*, *г*), де внаслідок дроселювання РР відбуваються значні втрати тиску. Зі збільшенням половини відносної довжини камери гасителя \bar{l}_4 коефіцієнт гасіння незначно зростає (рис. 2, *д*).

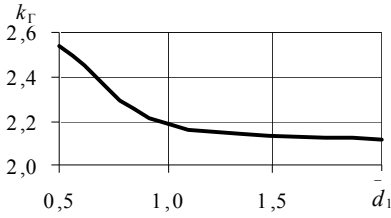
З рис. 2 видно, що залежність коефіцієнта гасіння від відносного внутрішнього діаметра корпусу \bar{d}_3 має виразний мінімум. Це характеризує вплив на коефіцієнт гасіння властивостей камер гасителя, а саме в правій частині кривої більше проявляються акумулюючі (демпфуючі) властивості камери, а в лівій – пружні. Відносний діаметр короткого звуженого патрубку \bar{d}_6 та його відносна довжина \bar{l}_3 , в розглянутому діапазоні їх зміни, на коефіцієнт гасіння практично не впливають (рис. 2, *ж*, *з*). Таким чином, найбільший вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають наступні його безрозмірні конструктивні параметри: діаметри отворів 5 і 7 (рис. 1), виконаних в центральній трубі 4, та внутрішній діаметр корпусу гасителя – d_3 .

Зазначимо, що для ГПТ, що розглядається, конструктивні параметри сильфонів вибиралися нами за розробленою методикою з умови забезпечення максимального значення коефіцієнта гасіння, у залежності від робочих параметрів ГА. Тому їх вплив на коефіцієнт гасіння досліджуваного ГПТ незначний.

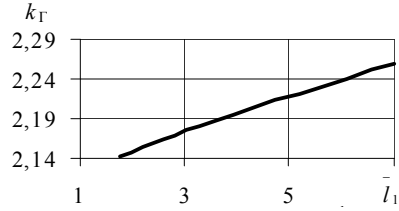
Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт, що досягається у гасителі, її збільшення призводить до збільшення цього коефіцієнта. Зміна температури РР у робочому діапазоні на коефіцієнт гасіння ГПТ практично не впливає. Зауважимо, що при роботі ГА температурний режим РР вибирають таким чином, щоб він був постійним. Зміна температурного режиму РР у ГА відбувається тільки на початкових стадіях його роботи і в даній роботі не розглядалась.

При розрахунку узагальненого критерію гашення пульсацій тиску за формулою (9) та масогабаритного за формулою (10) приймали, що середнє значення тиску на виході з об'ємного насоса становить 16 МПа, а середня витрата в ГА залежно від діаметра умовного проходу ГПТ визначається з табл. 1. Зазначимо, що коефіцієнт гасіння для заданої частоти пульсацій тиску та відносних розмірів ГПТ становив 1,8. Результати розрахунків наведено

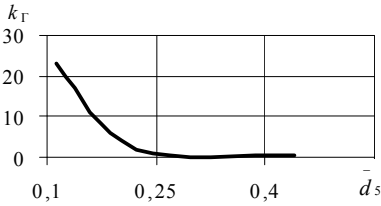
в табл. 2.



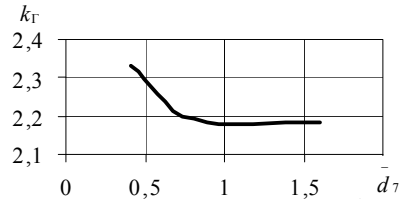
a



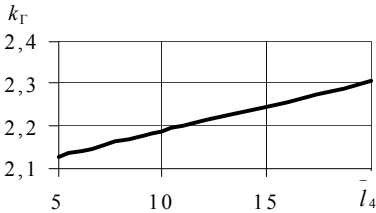
б



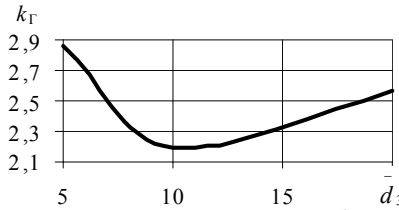
в



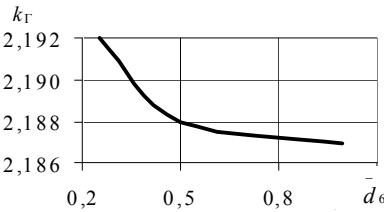
г



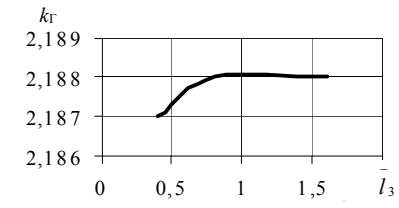
д



е



ж



з

Рис. 2 – Залежність коефіцієнта гасіння ГПТ від відносних конструктивних параметрів: *a* – діаметра вхідного патрубка \bar{d}_1 ; *б* – довжини вхідного патрубка \bar{l}_1 ; *в* – діаметра отвору 5; *г* – діаметра отвору 7 \bar{d}_5 ; *д* – половини довжини проточних камер гасителя \bar{l}_4 ; *е* – внутрішнього діаметра корпусу \bar{d}_3 ; *ж* – діаметра короткого внутрішнього патрубка \bar{d}_6 ; *з* – довжини короткого внутрішнього патрубка \bar{l}_3 .

Таблиця 1 – Витрата у ГА залежно від діаметра умовного проходу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
$q_{ср}$, л/хв	12,5	32,0	100,0	160,0	250,0

*В дужках наведені відносні діаметри умовного проходу ГПТ.

Таблиця 2 – Значення узагальненого критерію гашення пульсацій тиску та масогабаритного критерію залежно від діаметра умовного проходу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
K_o	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79
$K_{mV} \cdot 10^2$	1,70	0,914	0,402	0,245	0,152

*В дужках наведені відносні діаметри умовного проходу ГПТ.

Проведені розрахунки узагальненого критерію гашення пульсацій тиску K_o дозволили встановити, що він залежить тільки від відносних конструктивних параметрів ГПТ і його доцільно використовувати як основний критерій при проведенні багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ. Масогабаритний критерій K_{mV} суттєво залежить від діаметра умовного проходу, і його використання доцільно при проведенні багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ, а також і для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів з однаковим діаметром умовного проходу.

Висновки. Запропоновано узагальнену математичну модель гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, що складена у безрозмірних конструктивних параметрах. Встановлено, що найбільший вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають відносні діаметри отворів, виконаних в центральній трубі, та внутрішній діаметр корпусу гасителя. Збільшення частоти пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса призводить у гасителі до збільшення коефіцієнта гасіння.

Запропоновано використовувати як основний критерій при проведенні багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ узагальнений критерій гашення пульсацій тиску, а масогабаритний критерій слугуватиме для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів.

Список літератури: 1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с. 2. Tłumienie pulsacji w systemach hydraulicznych // Hydraulika i Pneumatyka, zeszyt 4/97. – S. 17 – 18. 3. Андренко П.Н., Дмитриенко О.В., Белоусов Э.В. Экспериментальное исследование преобразователей пульсацій // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Вып. 79. – С. 32 – 33. 4. Андренко П.Н., Дмитриенко О.В., Стеценко Ю.Н., Миронов К.А. Экспериментальное исследование многокамерных преобразователей пульсацій // Интегровані технології та енергозбереження. – Хар-

ків: НТУ “ХПІ”, 2000. – № 4. С. 72 – 77. **5. Андренко П. М., Свинаренко М.С.** Експериментальні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2010. – №4/6 (46). – С. 45 – 51. **6. Андренко П., Свинаренко М.** Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2009. – Vol. 11b. – p. 42 – 49. **7. Андренко П.М., Дмитриенко О.В., Свинаренко М.С.** Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегата // Вестник НТУ “ХПІ”. – 2010. – № 54. С. 4 – 9. **8. Андренко П.Н., Дмитриенко О.В., Свинаренко М.С.** Универсальная методика проектирования пассивных гасителей пульсаций давления // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”. Київ 21 – 24 травня 2013 р.: матеріали конференції – К.: Підприємство УВОІ “Допомога” УСГ”, 2013. – С. 69 – 70. **9. Андренко П.М., Дмитриенко О.В., Свинаренко М.С.** Гасители пульсаций тиску об’ємних гідроагрегатів: Монографія. Харків: Видавництво “НТМТ”, 2012. – 160 с. **10. Andrenko P.** Determining the limits of applicability of process quasisteadiness when designing hydraulic valves with dither linearisation // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17 – 19 маја 2005. – Wrocław, 2005. – P. 713 – 720. **11. Атигуль А.Д., Киселев П.Г.** Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособ. – М.: Стройиздат, 1975. – 323 с. **12. Приходько О.А., Сьомін Д.О.** Технічна аерогідромеханіка: навч. посіб. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с. **13. Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям под ред. М.О. Штейнберга – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992 – 672 с. **13. Попов Д.Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для вузов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

Надійшла до редакції 19.02.2014

УДК 621.22

Параметричні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / П. М. Андренко, М. С. Свинаренко, А. Х. Ремстова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 6 (1049). – С. 9 – 19. Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2222-0631.

Предложена обобщенная математическая модель гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров в безразмерных конструктивных параметрах. Установлено влияние безразмерных конструктивных параметров гасителя и частоты пульсаций давления в гидроагрегате на его коэффициент гашения. Предложено использовать для многокритериальной оптимизации конструктивных параметров гасителя обобщенный критерий гашения пульсаций давления, а для определения его технического уровня – массогабаритный.

Ключевые слова: математическая модель, гаситель пульсаций, коэффициент гашения, потери давления, безразмерные параметры, критерии эффективности.

UDC 621.22

Parametrical study of a hydraulic damper of pressure pulsations with automatic tuning of parameters / P. M. Andrenko, M. S. Svinarenko, A. H. Remetova // Bulletin of National Technical University «KhPI» Series: Mathematical modeling in engineering and technologies. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 6 (1049). – pp. 9 – 19. Bibliog.: 13 titles. – ISSN 2222-0631.

A generic mathematical model of a hydraulic damper of pressure pulsations with automatic tuning of parameters in non-dimensional design parameters was proposed. The influence of the non-dimensional design parameters of the damper and the frequency of pressure pulsations in the hydraulic unit on the dumping coefficient of the hydraulic unit was determined. It was proposed to use the generic criterion of pressure pulsation dumping for multicriterion optimization of the damper structural parameters and the mass effect of the damper for evaluation of its technical level.

Key words: mathematical model, a pulsation damper, dumping coefficient, pressure losses, non-dimensional parameters, performance criteria.