

УДК 621.646.94

СИНТЕЗ ПАСИВНИХ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Андренко П. М., д.т.н., проф.,

Дмитрієнко О. В., к.т.н., доц.

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Тел. (057) 707-61-28

Анотація – в статті наведені математичні моделі робочого процесу окремих структурних елементів пасивних гасителів пульсацій тиску. Для оцінки їх ефективності запропоновано узагальнений критерій. Наведена методика синтезу пасивних гасителів пульсацій тиску.

Ключові слова – гаситель пульсацій тиску, математична модель, структурний елемент, критерій ефективності, синтез.

Постановка проблеми. Одним із напрямків підвищення технічного рівня гідравлічних систем та агрегатів є застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску робочої рідини (РР). Це дозволяє значно зменшити шум та вібрацію машини, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ, забезпечити надійну роботу гідроагрегата (ГА). Пульсації тиску РР у ГА які виникають внаслідок нерівномірної подачі та опору гідравлічної системи є основним видом руйнування трубопроводів. Їх зменшення допускає зниження запасів міцності трубопроводів, а отже, і їх маси. Крім того пульсації тиску РР є однією з причин розгерметизації з’єднань, вони впливають на чутливі елементи та виконавчі механізми ГА та на стійкість його роботи.

У загальному випадку пасивні гасителі пульсацій тиску РР можна поділити на чотири великі групи: ємнісні, інерційні, інтерференційні та комбіновані, які являють їх сполучення [1]. У ємнісних гасителях, гасіння пульсацій тиску відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступне її повернення до магістралі. У інерційних гасителях – за рахунок створення гідравлічного опору потоку РР. Принцип дії інтерференційних гасителів базується на інтерференції хвиль тиску. Конструкція гасителів пульсацій тиску РР являє собою сполучення відрізків трубопроводів, опорів, пружних елементів та ємностей. При робочому процесі в них відбувається

розсіювання енергії коливань за рахунок в'язкого або внутрішнього тертя та створення перешкоди проходженню коливань певних частот від джерела коливань (насоса) до гідравлічної мережі. Докладний аналіз конструктивних та схемних рішень гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР зроблено нами у роботі [2].

Для забезпечення гасіння пульсацій у достатньо широкому діапазоні частот більш ефективним є застосування комбінованих гасителів до конструкції яких входять пружні елементи. Таке конструктивне виконання гасителя дозволяє зменшити в них втрати тиску та габарити. Однак, на сьогодні відсутні єдині методологічні підходи, що до концепції синтезу таких гасителів пульсацій тиску. Відсутній узагальнений критерій оцінки їх ефективності.

Аналіз останніх досліджень. Основою методів розрахунку і проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР є математичний опис нестационарних гідромеханічних процесів які відбуваються в елементах об'ємних ГА. Цим питанням присвячені роботи Глікмана Б.Ф., Коллека В, Лур'є З.Я., Панченка А.І., Попова Д.М., Скляревського О.М., Струтинського В.Б., Фінкельштейна З.Л., Шоріна В.П. та ін.

За критерій ефективності гасителів приймають коефіцієнт гасіння, який враховує ступінь зменшення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР у ГА і збігається з критерієм визначення ефективності пристроїв, у тому числі і гідравлічних, за методом амплітудно-частотних характеристик [3]

$$k_{\Gamma} = \frac{a_{p \text{ вх}}}{a_{p \text{ вих}}}, \quad (1)$$

де $a_{p \text{ вх}}$, $a_{p \text{ вих}}$ – відповідно амплітуда пульсацій тиску на вході і виході гасителя.

Однак коефіцієнт гасіння не враховує втрати тиску в гасителі.

Роботи [1, 4, 5] присвячені методам проектування та оптимізації параметрів гасителів пульсацій тиску РР за вибраним схемним рішенням. Однак в наведених роботах та інших відсутні загальні підходи щодо синтезу гасителів пульсацій тиску, невраховані характеристики РР, які входять до складу диференціальних рівнянь, що описують робочі процеси в гасителях пульсацій тиску РР та змінюються в процесі функціонування ГА. Зазвичай РР містить розчинене та нерозчинене повітря, причому останнє суттєвим чином впливає на її властивості. Для визначення характеристик двофазної РР пропонується використовували аналітичні залежності з роботи [6] які враховують її двофазність та зміну підчас функціонування ГА.

На сьогодні відсутні конструкції гасителів, які могли б у широкому діапазоні автоматично підстроюватися під зміну до

пульсацій тиску РР у ГА та забезпечити мінімальні втрати тиску в ньому. Тому розробка та дослідження гасителів пульсацій тиску РР для об'ємних ГА, удосконалення конструкцій, створення науково обґрунтованих методів їх розрахунку та проектування становить складову важливої наукової проблеми, що має також не меншу практичну значимість.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробка методики синтезу пасивних гасителів пульсацій тиску РР.

Основна частина. Зазвичай, гідравлічні гасителі пульсацій тиску збудовані з однотипних структурних елементів: корпусів, каналів, камер, опорів, пружних елементів. Вони розміщені на виході з насоса – джерела пульсацій витрати РР. Їх декомпозиція на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити аналіз і синтез гасителів, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях.

Для оцінки ефективності гасителів пульсацій тиску РР нами пропонується використовувати узагальнений критерій який крім ступеня зменшення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР у ГА враховує втрати тиску в гасителі (гідравлічний ККД).

$$K = k_{\Gamma} \left(1 - \frac{\Delta p_{\text{ср}}}{p_{\text{вх ср}}} \right), \quad (2)$$

де $\Delta p_{\text{ср}}$ і $p_{\text{вх ср}}$ – відповідно середні за період коливання РР втрата тиску в гасителі і тиск на його вході.

Розроблена нами методика синтезу гасителів пульсацій тиску РР базується на математичних моделях робочих процесів його структурних елементів які отримані нами з урахуванням максимальної кількості факторів та наведені нижче.

Трубопровід (канал), рис. 1.

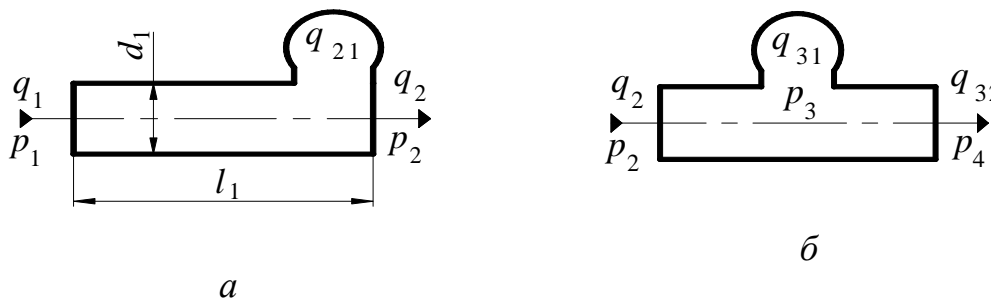


Рис. 1. Розрахункова схема трубопроводу:

a – Г-подібна; *б* – Т-подібна.

Математичну модель представляли у зосереджених параметрах [7]:

– зосередження наприкінці труби за Г-подібною схемою (рис. 1, а):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно, витрати на вході та виході трубопроводу; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням робочої рідини у трубопроводі; t – час;

– зосередження за Г-подібною схемою (рис. 1, б):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням робочої рідини у трубопроводі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході трубопроводу.

У рівняннях (3) і (4) величини $L_1(t) = \rho_C(t) l_1 / A_1$ і $L_3(t) = \rho_C(t) l_3 / 2A_3$ – виконують функцію індуктивного опору трубопроводу; величини $R_1(t) = 8v_{tC}(t) \rho_C(t) l_1 / A_1 r_1^2$ і $R_3(t) = 8v_{tC}(t) \rho_C(t) l_3 / 2A_3 r_3^2$ – функцію активного опору трубопроводу; величини $C_i(t) = A_i l_i / E_{\text{пр}C}(t)$ – функцію ємності i -го трубопроводу (каналу). Крім того, позначено: $\rho_C(t)$, $v_{tC}(t)$ і $E_{\text{пр}C}(t)$ – відповідно густина, кінематична в'язкість і модуль об'ємної пружності РР, які змінюються; l_i і r_i – відповідно довжина і радіус перерізу i -го трубопроводу (каналу); A_i – площа i -го трубопроводу (каналу).

Втрати тиску в трубопроводі круглого перетину у статичному режимі при нехтуванні початковою ділянкою розраховували за відомою залежністю

$$\Delta p_T = p_1 - p_2 = \frac{\zeta_H v_0^2 \rho_{C0}}{2}, \quad (5)$$

де 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 [8]

$$\zeta_H = \zeta_{\text{ккс}} + \frac{2 l_1 \sqrt{\frac{\omega}{v_{tC0}}}}{\text{Re}_0}, \quad (6)$$

де Re_0 – число Рейнольдса, що розраховується за швидкістю сталого потоку, на який накладаються коливання; ω – частота коливань (пульсацій тиску РР); v_{tC0} – кінематична в'язкість РР в сталому режимі; $\zeta_{\text{ккс}}$ – квазістационарний коефіцієнт опору трубопроводу

$$\zeta_{\text{ккс}} = \lambda \frac{l_1}{d_1}, \quad (7)$$

де λ – квазістационарний коефіцієнт гідравлічного опору тертя, який залежить від числа Рейнольдса та визначається за залежностями з роботи [9].

Зауважимо, площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирають згідно з рекомендаціями наведеними у науково-технічній літературі залежно від допустимої швидкості РР в них.

Для підвищення ефективності камерних гасителів пульсацій тиску в проточній камері розміщують вхідний та вихідний канали на яких виконують косі зрізи під кутом 45° , і які спрямовані у протилежні сторони. При умові, що камера гасителя пульсацій досить велика і її стінки не впливають на параметри течії й струмінь, який витікає з патрубку, ізобаричний та вісьосиметричний; потік – сталий, а розподіл швидкостей на зрізі патрубка – рівномірний; косі зрізи враховують діаметром вхідного патрубка $d_{\text{п вх}}$, який розраховують за залежністю [10]

$$d_{\text{п вх}} = (1 + 2 \text{tg} \beta) d_{\text{п вх геом}}, \quad (8)$$

де $d_{\text{п вх геом}}$ – геометричний діаметр вхідного патрубка; β – кут розширення струменя, $\text{tg} \beta = 0,158$ [11].

Рівняння (8) доповнюють рівнянням обмеження відстані між патрубками $l_{\text{п}} > l_{\text{поч}}$, де $l_{\text{п вх}}$ – відстань між патрубками; $l_{\text{поч}}$ – довжина початкової ділянки струменя $l_{\text{поч}} = 4,47 d_{\text{п вх герм}}$ [11].

Отвір. Витрата течії РР через отвір, рис. 2 а, визначається з відомої залежності яку записували у вигляді

$$q_4(t) = \varphi_{\text{отв}} \varepsilon_{\text{отв}} A_{\text{отв}} \sqrt{\frac{2[p_5(t) - p_6(t)]}{\rho_C(t)}}, \quad (9)$$

де $\varphi_{\text{отв}}$ і $\varepsilon_{\text{отв}}$ – відповідно коефіцієнт швидкості і стиснення струменя які визначається з роботи [12]; $A_{\text{отв}}$ – площа поперечного перетину

$$\text{отвору. } A_{\text{отв}} = \frac{\pi d_{\text{отв}}^2}{4}.$$

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

Втрати тиску в отворі у статичному режимі розраховували за залежністю

$$\Delta p_{\text{отв}} = p_5 - p_6 = \frac{\varphi_{\text{отв}} \varepsilon_{\text{отв}} v_{\text{отв}}^2 \rho_{C0}}{2}, \quad (10)$$

де $v_{\text{отв}}$ – швидкість РР в отворі.

Зауважимо, що діаметр отвору в шайбі $d_{\text{отв}}$ повинен бути не менше за 0,3 – 0,5 мм.

Сопло. Витрата течії РР через сопло, рис. 2 б, визначається з залежності аналогічної (11)

$$q_8(t) = \mu_{\text{соп}} A_{\text{соп}} \sqrt{\frac{2[p_7(t) - p_8(t)]}{\rho_C(t)}}, \quad (11)$$

де $A_{\text{отв}}$ – площа поперечного перетину сопла, $A_{\text{соп}} = \pi d_8^2/4$; $\mu_{\text{соп}}$ – коефіцієнт витрати сопла який розраховували за залежністю

$$\mu_{\text{соп}} = \frac{\varepsilon_{\text{соп}}}{\sqrt{\zeta_{\text{пз}} + \zeta_{\text{рр}}}}, \quad (12)$$

де $\varepsilon_{\text{соп}}$ – коефіцієнт стиснення струменя який визначається з роботи [12]; $\zeta_{\text{пз}}$ – коефіцієнт місцевого опору обумовлений поступовим звууженням потоку [9]

$$\zeta_{\text{пз}} = 0,5 k_{\text{пз}} \left(1 - \frac{d_7^2}{d_8^2} \right), \quad (13)$$

де $k_{\text{пз}}$ – коефіцієнт зм'якшення враховуючий поступове звууження потоку РР з кутом конусності сопла α_c , який за даними з роботи [9] для $20^\circ \leq \alpha_c \leq 60^\circ$, $k_{\text{пз}} \approx 0,2$; d_7 і d_8 – відповідно діаметри входу в

виходу сопла; ζ_{pp} – коефіцієнт місцевого опору обумовлений раптовим розширенням потоку [9]

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{d_8^2}{d_9^2}\right)^2, \quad (14)$$

де d_9 – діаметр камери в якій встановлено сопла.

Втрати тиску в соплі у статичному режимі розраховували за залежністю

$$\Delta p_{\text{соп}} = p_7 - p_8 = \frac{v_{\text{соп}}^2 \rho_{\text{C}0}}{2\mu_{\text{соп}}^2}, \quad (15)$$

де $v_{\text{соп}}$ – швидкість РР на виході з сопла.

Зазначимо, що для підвищення ефективності сопла циліндрична ділянка на його кінці повинна мати довжину $l'_{\text{соп}} = 0,25d_8$ [14].

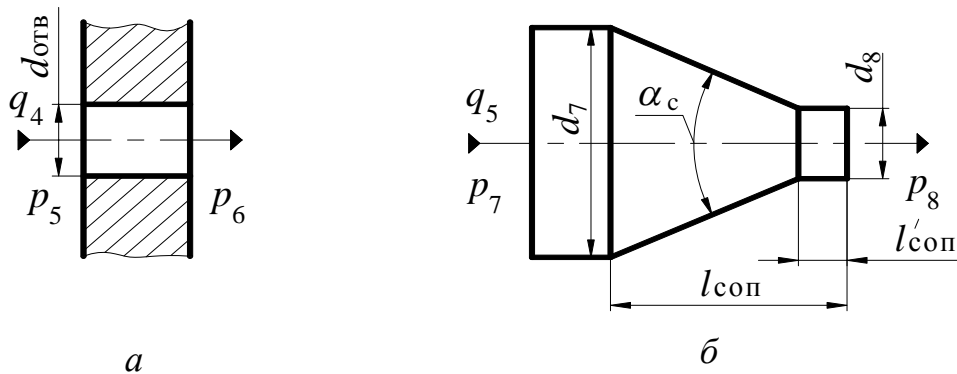


Рис. 2. Розрахункові схеми: а – отвору; б – сопла.

Проточна камера рис. 3.

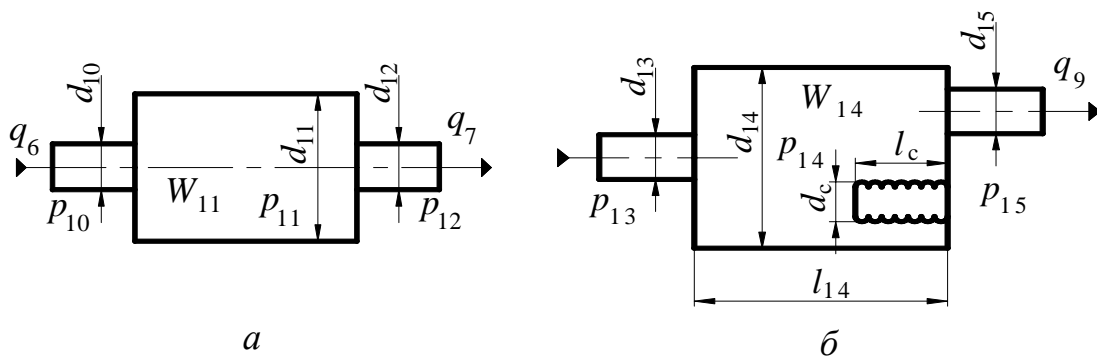


Рис. 3. Розрахункові схеми камер:

а – проточна; б – проточна з сільфоном.

Зміна тиску в проточній камері, рис. 3 а, описується рівнянням

$$\frac{dp_{11}(t)}{dt} = [q_6(t) - q_7(t)] \frac{E_{\text{прС}}(t)}{W_{11}}, \quad (16)$$

де W_{11} – об'єм камери.

Втрати тиску в камері у статичному режимі розраховували за залежністю

$$\Delta p_w = p_{10} - p_{12} = 0,5 \rho_{\text{С0}} [\zeta_{\text{пр}} v_{10}^2 + \zeta_{\text{пз}} v_{12}^2], \quad (17)$$

де $\zeta_{\text{пр}}$ і $\zeta_{\text{пз}}$ – відповідно коефіцієнти місцевого опору обумовлені раптовим розширенням і звуженням потоку, які розраховуються за формулами аналогічними (14) і (13) при $k_{\text{пз}} = 1$; v_{11} і v_{12} – відповідно швидкості РР у вхідному і вихідному каналі.

Проточна камера з сільфоном. Зміна тиску в такій камері, рис. 3 б, описується рівнянням аналогічним (16)

$$\frac{dp_{14}(t)}{dt} = [q_8(t) - q_9(t)] \frac{E_{\text{прС}}(t)}{W_{14}(t)}, \quad (18)$$

де $W(t)_{14}$ – об'єм камери 14, який розраховується за залежністю

$$W(t)_{14} = \frac{\pi d_{14}^2 l_{14}}{4} - W_c(t), \quad (19)$$

де $W_c(t)$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, об'єм камери сільфона, який розраховують за залежністю

$$W_c(t) = \frac{\pi d_c^2}{4} [l_c - l_{\text{р14}}(t)];$$

$$l_{\text{р14}}(t) = \begin{cases} \frac{\pi d_c^2 p_{14}(t)/4}{c_{\text{с}\Sigma}}, & \text{при } \frac{\pi d_c^2 p_{14}(t)/4}{c_{\text{с}\Sigma}} < l_{\text{сmax}} \\ l_{\text{сmax}}, & \text{при } \frac{\pi d_c^2 p_{14}(t)/4}{c_{\text{с}\Sigma}} \geq l_{\text{сmax}} \end{cases};$$

де d_c – діаметр сільфона; l_c – довжина сільфона; $l_{\text{р14}}(t)$ і $l_{\text{сmax}}$ – відповідно переміщення сільфона під дією тиску p_{14} і максимальне; $c_{\text{с}\Sigma}$ – жорсткість сільфона по тиску.

Втрати тиску в такій камері у статичному режимі розраховували за залежністю аналогічній (17).

Глуха камера з каналом підводу. Гідравлічна камера, яка відіграє

роль пружного елемента, та сполучена з основною магістраллю каналом зі значним інерційним опором, реалізує шунтуючий резонансний контур, відомий як резонатор Гельмгольца. При співпаданні частоти коливання РР з власною частотою резонатора, його опір для пульсуючої складової стрімко зменшується. Гасіння коливань пульсацій РР в ГА за резонатором відбувається за рахунок “перекачування” енергії пульсуючої складової потоку РР з джерела коливань у резонатор і у зворотному напрямку. При цьому швидкість РР у вхідному патрубку резонатора стрімко зростає, що обумовлює поглинання енергії в ГА.

Максимальний надлишковий тиск $\Delta p_{p \max}$, що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [15]

$$\Delta p_{p \max} = \frac{\rho_{c0} c^2 A_k (L_0 - l_k)}{W_0}, \quad (20)$$

де c – швидкість звуку в РР; A_k – площа каналу підводу РР; W_0 – об’єм камери; L_0 – довжина камери; l_k – довжина каналу підводу РР.

Власна частота коливань у внутрішньому патрубку або частота резонатора розраховується за залежністю [15]

$$\omega_0 = c \sqrt{\frac{A_k}{W_0 l_k}}. \quad (21)$$

Рівняння (3) і (21) доповнювали обмеженням $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ – тиск насиченої пари РР.

Методика синтезу пасивних гасителів пульсацій тиску РР. Розроблена методика синтезу гасителів складається з наступної послідовності дій:

1. Задаються тиском, витратою у ГА та типом насосу.
2. Згідно з рекомендаціями наведеними у науково-технічній літературі визначають площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів.
3. Задаються конструктивними розмірами окремих структурних елементів гасителя та визначають втрати тиску в них.
4. Розробляють структурні схеми гасителів пульсацій тиску та аналізують їх гідравлічний ККД. Для подальшого розгляду залишають структурні схеми гасителів з прийнятним гідравлічним ККД. Уразі малих гідравлічних ККД повертаються до етапу 3.
5. За типом насоса знаходять амплітуду та частоту пульсацій РР.
6. За структурними схемами та математичними моделями робочого процесу окремих структурних елементів гасителя отримують їх математичні моделі.

7. Розраховують коефіцієнти гасіння гасителі та узагальнені критерії.

8. За узагальненими критеріями оцінюють ефективність гасителів пульсацій тиску РР. Вибирають схему гасителя з максимальними значеннями коефіцієнта гасіння та узагальненого критерію.

9. Розробляють робочі креслення гасителя.

Зазначимо, що найбільш перспективним напрямком подальшого удосконалення гасителів є виконання їх комбінованого типу з пружними елементами зі змінною жорсткістю.

Висновки. Вперше запропоновано для оцінки ефективності гасителів пульсацій тиску РР узагальнений критерій який крім ступеня зменшення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР у ГА враховує втрати тиску в гасителі – його гідравлічний ККД.

Наведені математичні моделі робочого процесу в окремих структурних елементах гасителях пульсацій тиску які базуються на та зосередженні параметрів і комплексно, у порівнянні з раніше відомими, враховують такі фактори, як: нестационарність гідромеханічних процесів, властивості РР.

Розроблена методика синтезу гасителів пульсацій тиску.

Література:

1. *Шорин В.П.* Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / *В.П. Шорин.* – М. : Машиностроение, 1980. – 156 с.
2. *Андренко П.М.* Анализ конструктивных особенностей гидравлических гасителей пульсаций давления / *П.М. Андренко, В.В. Клітний, М.С. Свинаренко* // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 24. – С. 3 – 10.
3. *Ickiewicz J.* Metody pomiaru pulsacji ciśnienia pomp wyporowych / *J. Ickiewicz* // *Napedy I sterowania hydrauliczne 93. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 1993.* – S. 244 – 252.
4. *Андренко П.М.* Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегату / *П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко* // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2010. – № 10. – С. 78 – 92.
5. *Свинаренко М.С.* Особливості проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску рідини / *М.С. Свинаренко* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 214 – 223.
6. *Лурье З.* Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / *З. Лурье, И. Федоренко* //

- MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. – С. 10 – 25.
7. *Скляревский О.М.* Об'ємний гідропривід : [навч. посіб.] / *О.М. Скляревский.* – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
8. *Andrenko P.* Determining the limits of applicability of process quasisteadiness when designing hydraulic valves with dither linearisation / *P. Andrenko* // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005. – Wroclaw, 2005. – P. 713 – 720.
9. *Атиуль А.Д.* Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: [учеб. пособ.] / *А.Д. Атиуль, П.Г. Киселев.* – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с.
10. *Фінкельштейн З.Л.* Розрахунок характеристик удосконаленого гасителя пульсацій / *З.Л. Фінкельштейн, О.В. Дмитриєнко* // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені М. Остроградського – Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 2/2008 (49). – Ч. 2. – С. 125 – 128.
11. *Емцев Б.Т.* Техническая гидромеханика : [учеб. для вузов] / *Б.Т. Емцев.* – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
12. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям под ред. *М.О. Штейнберга* / *И.Е. Идельчик.* – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1992 – 672 с.
13. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : [учеб. для вузов] / *Д.Н. Попов.* – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.
14. *Успенский В.А.* Струйные вакуумные насосы / *В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов* – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
15. Колебания и волны. Лекции [Электронный ресурс] / *В.А. Алешкевич, Л.Г. Деденко, В.А. Караваев.* – М.: МГУ. – 2001. – Режим доступа: <http://nature.web.ru>.

СИНТЕЗ ПАССИВНЫХ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

Андренко П.Н., Дмитриенко О.В.

Аннотация – в статье приведены математические модели рабочего процесса отдельных структурных элементов пассивных гасителей пульсаций давления. Для оценки их эффективности предложен обобщенный критерий. Приведена методика синтеза пассивных гасителей пульсаций давления.

SYNTHESIS OF PASSIVE EXTINGUISHERS OF PULSATIONS OF PRESSURE

P. Andrenko, O. Dmitrienko

Summary

The mathematical models of working process of separate structural elements of passive extinguishers of pulsations of pressure have been resulted in the article. For an assessment of their efficiency the generalized criterion has been offered. The technique of synthesis of passive extinguishers of pulsations of pressure has been resulted.