

УДК 621.220

РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК УДОСКОНАЛЕНОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ

Фінкельштейн З.Л., д.т.н, проф.

Донбаський державний технічний університет, м. Алчевськ

94104, Алчевск, Луганської обл., просп. Леніна, 16

E-mail: info@dmti.edu.ua

Дмитрієнко О.В., к.т.н, доц.

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”,

м. Харків

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

E-mail: miropov@kpi.kharkov.ua

Разработана математическая модель гидроагрегата с усовершенствованным гасителем пульсаций. Проведены аналитические исследования влияния на характеристики гасителя косых срезов, выполненных на входном и выходном патрубках. Установлено влияние характеристик рабочей жидкости и рабочих параметров гидроагрегата на характеристики гасителя и определен частотный диапазон его эффективного использования.

Ключевые слова: гидроагрегат, гидравлический гаситель, рабочая жидкость.

The mathematical model of the hydrounit with improved extinguisher of pulsations have been developed. Theoretical researches concerning the improvement of characteristics of the extinguisher have been carried out. The influence of working parameters of the hydrounit and characteristics of a working liquid have been established on characteristics of the extinguisher and the frequency range of effective application of given extinguisher have been determined.

Key words: the hydrounit, the hydraulic extinguisher, a working liquid.

Вступ. Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. Тому до робочих і експлуатаційних характеристик сучасних гідросистем і гидроагрегатів пред'являються досить жорсткі вимоги з підвищення технічного рівня, надійності та довговічності. Для виконання даних вимог необхідно знизити рівень шуму та вібрації, викликаних коливаннями робочої рідини, обумовленою нерівномірною подачею насоса. Одним із перспективних напрямків у вирішенні даної задачі є застосування у гідросистемах гасителів пульсацій тиску. Установка гасителів у гідросистему чи гидроагрегат не пов'язана з великими змінами в їх компонуванні, доробкою і не вимагає збільшення витрат. Вони здатні працювати на різноманітних робочих рідинах у широкому діапазоні температур і тисків.

Аналіз літературних джерел. Значний внесок у проектування і дослідження гасителів пульсацій було зроблено такими вченими і дослідниками, як М.М. Глазков, В. Коллек, Є.А. Скворчевський, В.П. Шорін [1-4] і ін. В їх роботах розглянуті конструкції гасителів, результати їх експериментальних досліджень, наведені математичні моделі. Однак ці математичні моделі не враховують складні гідродинамічні процеси, які мають місце при роботі гасителів, параметри робочої рідини. Це знижує точність розрахунків проведених за даними

математичними моделями. Нами не виявлено робіт у яких наведені дослідження впливу косих зрізів, виконаних на вхідному та вихідному патрубках гасителя на ефективність його роботи.

Мета. Дослідження впливу косих зрізів, виконаних на вхідному та вихідному патрубках гасителя, його робочих і конструктивних параметрів та характеристик робочої рідини на коефіцієнт гасіння пульсацій тиску в гидроагрегаті.

Матеріал і результати досліджень. Для досягнення поставленої мети були сформульовані й розв'язані наступні завдання:

– розробка математичної моделі удосконаленого гасителя пульсацій тиску;

– проведення числового експерименту з гидроагрегатом, який містить удосконалений гаситель пульсацій тиску та визначення частотного діапазону його ефективного застосування і впливу конструктивних, робочих параметрів, характеристик робочої рідини на коефіцієнт гасіння пульсацій тиску в гидроагрегаті.

На основі аналізу функціональних схем гасителів пульсацій тиску, наведених у роботах [1-4], нами було вдосконалено проточну ділянку однокамерного пасивного гасителя пульсацій тиску [5]. Конструкційною особливістю запропонованого гасителя пульсацій тиску, є виконання косих зрізів на вхідному та вихідному патрубках, які разом із порожниною корпусу гасителя створюють двосторонній шунтувальний резонансний контур (рис.1).

Таке виконання проточної ділянки гасителя дозволяє придушити зворотні хвилі у гідроагрегаті, зменшити габарити гасителя.

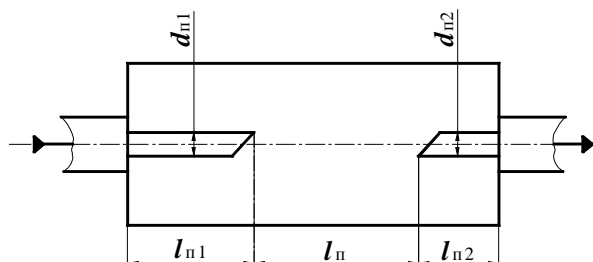


Рисунок 1 – Схема удосконаленого гасителя пульсацій тиску

При розробленні математичної моделі гідроагрегату з удосконаленим гасителем пульсацій тиску використовували методику гідродинамічного розрахунку гідроагрегата, в основі якої лежить його декомпозиція (його роз'єднання на узагальнені структурні елементи – гідравлічні вузли) і розрахунок несталих гідродинамічних (періодичних) процесів за допомогою методу Фур'є [6]. Розроблена математична модель гідроагрегату з удосконаленим гасителем пульсацій тиску, яка має наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} & \left(a_1 V_1 \omega j - A_{mp1} \frac{j}{a_1 r} \operatorname{ctg} \left(\frac{w}{a_1} l_1 \right) \right) p_1 + A_{mp1} \frac{j}{a_1 r} \frac{1}{\sin \left(\frac{w}{a_1} l_1 \right)} \cdot \\ & \cdot p_2 = q, \\ & A_{mp1} \frac{j}{a_1 r} \frac{1}{\sin \left(\frac{w}{a_1} l_1 \right)} p_1 + \left(a_2 V_2 \omega j - A_{mp2} \frac{j}{a_2 r} \operatorname{ctg} \left(\frac{w}{a_2} l_2 \right) \right) \cdot \\ & - A_{mp2} \frac{j}{a_2 r} \operatorname{ctg} \left(\frac{w}{a_2} l_2 \right) p_2 + A_{mp2} \frac{j}{a_2 r} \frac{1}{\sin \left(\frac{w}{a_2} l_2 \right)} p_3 = 0, \\ & A_{mp2} \frac{j}{a_2 r} \frac{1}{\sin \left(\frac{w}{a_2} l_2 \right)} p_2 + \left(a_3 V_3 \omega j - A_{mp3} \frac{j}{a_3 r} \operatorname{ctg} \left(\frac{w}{a_3} l_3 \right) \right) \cdot \\ & - A_{mp3} \frac{j}{a_3 r} \operatorname{ctg} \left(\frac{w}{a_3} l_3 \right) p_3 + A_{mp3} \frac{j}{a_3 r} \frac{1}{\sin \left(\frac{w}{a_3} l_3 \right)} p_4 = 0, \\ & A_{mp3} \frac{j}{a_3 r} \frac{1}{\sin \left(\frac{w}{a_3} l_3 \right)} p_3 + \left(a_4 V_4 \omega j - A_{mp4} \frac{j}{a_4 r} \operatorname{ctg} \left(\frac{w}{a_4} l_4 \right) \right) \cdot \\ & + k_5 p_5 = 0, \end{aligned} \right\}$$

де A_{tp_i} – площа поперечного перерізу i -го трубопроводу, $\alpha_i = \alpha(p_i)$ – коефіцієнт стиснення робочої рідини, ρ – густина робочої рідини, ω –

кругова частота коливань робочої рідини, l_i – довжина i -го трубопроводу, V_i і p_i – відповідно об'єм i -ї порожнини і тиск робочої рідини в ній, k_5 – провідність дроселя, $k_5 \cdot p_5$ – витрата робочої рідини через дросель.

За критерій ефективності гасителя пульсацій було прийнято коефіцієнт гасіння пульсацій тиску, який враховує ступінь зменшення амплітуди вхідних пульсацій тиску робочої рідини:

$$k_z = \frac{A_{p_{вх}}}{A_{p_{вих}}},$$

де $A_{p_{вх}}$, $A_{p_{вих}}$ – відповідно, амплітуда пульсацій тиску робочої рідини на вході і виході гасителя пульсацій.

При визначенні коефіцієнту гасіння вдосконаленого гасителя пульсацій на ділянці між двома патрубками з косими зрізами, які спрямовані в протилежні боки (рис. 1), вважаємо, що він залежить від відстані між крайніми точками патрубка 1 (входу) і 2 (виходу). Вважаємо, що камера вдосконаленого гасителя пульсацій досить велика, і її стінки не впливають на параметри течії й струмінь, який витікає з патрубка, ізобаричний та вісьосиметричний. При рівномірному розподілі швидкостей на зрізі патрубка, за умови сталості потоку, кількість руху через будь-який переріз струменя визначається із залежності [7]

$$I = \int_{S_i} \rho u_x^2 dS = \text{const}, \quad (1)$$

де ρ – густина робочої рідини, u_x – швидкість течії робочої рідини в i -м перерізі, S – площа поперечного перерізу струменя.

Рівняння (1) для вісьосиметричного струменя на виході з сопла (сопла без зрізу) може бути записано у вигляді

$$I = \rho u_0^2 \frac{\rho d_n^2}{4}, \quad (2)$$

де u_0 – швидкість на виході з сопла (сопла без зрізу).

Розв'язання рівняння (1) дозволяє визначити профілі швидкостей та її значення у будь-якій точці потоку.

У роботі [7] для такої течії струменя отримані характерні розміри:

- довжина початкової ділянки

$$l_{ноч} = 8,95 \frac{d_{n1}}{2}; \quad (3)$$

- кут розширення

$$\operatorname{tg} b_{ноч} = 0,158. \quad (4)$$

Рівняння (3) накладає обмеження на мінімальне значення $l_{п}$ – відстань між патрубками. Зауважимо, що при $l_{п} \leq l_{поч}$ виконання косих зрізів на вхідному та вихідному патрубках гасителя не ефективно, тому що в цьому випадку вся (приблизно 95%) енергія на виході з патрубка 1 потрапляє у патрубок 2.

Із картини розгляду витікання струменя, з огляду на його кут розширення та двох косих зрізів на вхідному та вихідному патрубках, виконаних під кутом 45° і спрямованих у протилежні боки, для розрахунку коефіцієнту гасіння удосконаленого гасителя пульсацій замість $d_{п1}$ необхідно підставляти

$$d_{п1 \text{ розрахунковий}} = (1 + 2tg\alpha_{поч}) \cdot d_{п1} \quad (5)$$

Таким чином у розробленій математичній моделі гідроагрегата з удосконаленим гасителем пульсацій враховується виконання косих зрізів на вхідному та вихідному патрубках.

Розрахункові дослідження вдосконаленого гасителя пульсацій тиску проводили в пакеті прикладних програм, використовуючи математичну модель гідроагрегата з удосконаленим гасителем пульсацій. Досліджували вплив характеристик робочої рідини, робочих параметрів гідроагрегата та конструкційних параметрів удосконаленого гасителя на коефіцієнт гасіння пульсацій тиску та частотний діапазон, в якому його використання найбільш ефективно. Результати даних досліджень наведені на рис. 2-6.

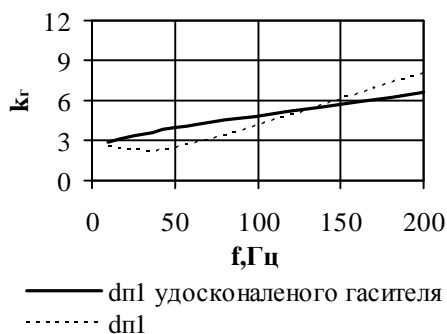


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r гасителя від частоти f і діаметра патрубка $d_{п1}$

Як видно з рис.2, найбільш ефективно застосувати удосконалений гаситель пульсацій порівняно зі звичним (без косих зрізів патрубків) гасителем у діапазоні частот 10–100 Гц. Зауважимо, що саме на цих частотах має місце пульсація робочої рідини у більшості гідроагрегатів технологічних машин.

Як видно з наведених графіків, діаметр камери, довжина між патрубками, вміст нерозчиненого повітря робочої рідини найбільше впливає на коефіцієнт гасіння пульсацій в діапазоні частот від 100 Гц і вище. Тиск робочої рідини на вході для

розробленого пасивного гасителя пульсацій тиску практично не впливає на його коефіцієнт гасіння пульсацій.

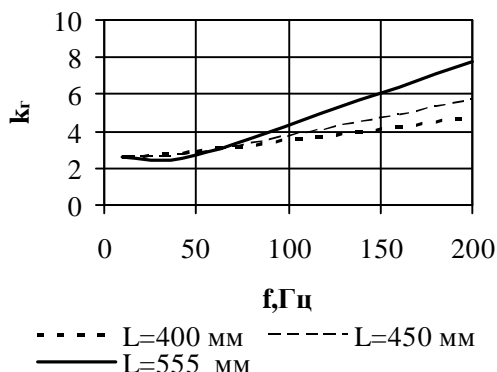


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r удосконаленого гасителя від частоти f і довжини камери гасителя L ($d_y = 16$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

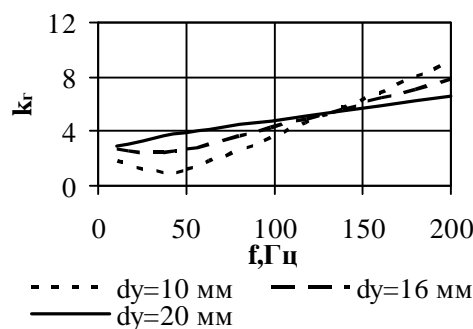


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r гасителя від частоти f і діаметра умовного проходу гасителя d_y ($L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

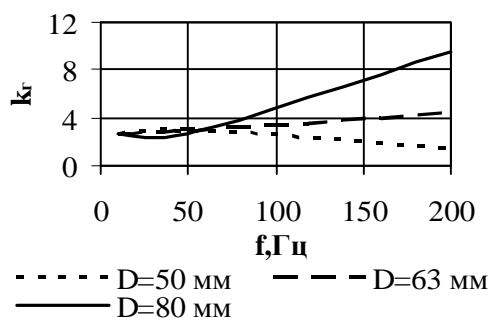


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r удосконаленого гасителя від частоти f і діаметра камери гасителя D ($d_y = 16$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм)

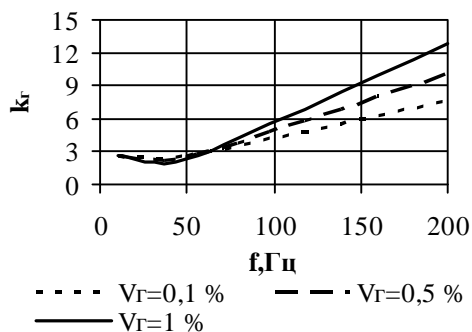


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r удосконаленого гасителя від частоти f і вмісту нерозчиненого повітря в робочу рідину V_r ($d_y = 16$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

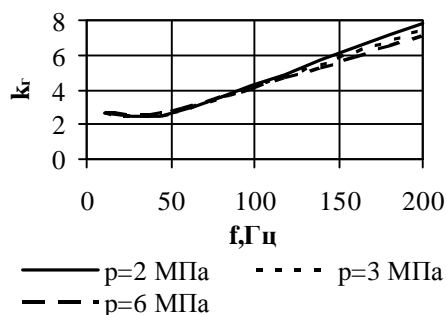


Рисунок 7 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r удосконаленого гасителя від частоти f і тиску на вході в гаситель p ($d_y = 16$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

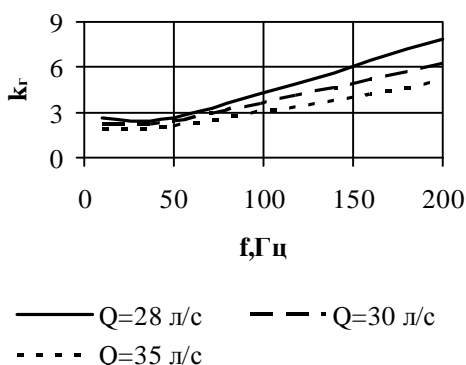


Рисунок 8 – Залежність коефіцієнта гасіння k_r удосконаленого гасителя від частоти f і витрати ($d_y = 16$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

Висновки. У результаті теоретичних досліджень встановлено, що в діапазоні частот 10–100 Гц коефіцієнт гасіння пульсацій тиску вдосконаленого гасителя на 10% вище порівнянно з коефіцієнтом гасіння гасителя, в якого вхідний і вихідний патрубків виконані без косих зрізів на кінцях. Досліджено вплив конструкційних, робочих параметрів, розробленого пасивного гасителя пульсацій тиску, характеристик робочої рідини на коефіцієнт гасіння пульсацій тиску в гідроагрегаті, це дозволить на етапі проектування проводити раціональний вибір його конструктивних параметрів.

Розрахунковим шляхом встановлено, що застосування розробленого пасивного гасителя пульсацій, за умови змінювання тиску у широкому діапазоні, дозволяє зменшити рівень його пульсацій у гідроагрегатах від 2 до 10 разів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: Учеб. пособие / М.М. Глазков, В.Г. Лонский, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. – К.: КИИГА, 1987. – 64 с.
2. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
3. Kollek W., Kudzma Z., Rutanski J. Halas jako kryterium oceny jakosci i konkurencyjnosci maszyn z napędem hydrostatycznym // Napędy i Sterowania Hydrauliczne'93. Konferencja Naukowo-Techniczna, Wrocław, 1993. – S. 309–317.
4. Kollek W., Kudzma Z., Rutanski J. Mozliwosci skutecznego tlumienie halasu układem Filtrów akustycznych // V Konferencja. Rozwoj Bodowy Eksploatacji i Badan Maszyn Roboczych Cieczkih. Zakopane, 1992. – S. 203–208.
5. Пат. 81454 Україна, МПК (2006) F16L 55/04. Гаситель пульсацій тиску рідини / Білокінь І.І., Дмитрієнко О.В., Фінкельштейн З.Л. (Україна). – № a200507615; Заявл. 01.08.2005; Опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1. – 4 с.
6. Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску // Східно – Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2004. – № 5(11). – С. 88–93.
7. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учеб. для вузов. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.

Стаття надійшла 05.05.2008 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Саленком О.Ф.