

П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРИЄНКО, В. В. КЛІТНОЙ, В. К. МИРОНОВ

РОЗРОБКА КЛАПАНА РІЗНИЦІ ТИСКУ

Проаналізовані схемні та конструктивні рішення існуючих клапанів різниці тиску та дискретних мембранних елементів. Встановлено, що гідроапарати, зокрема клапани різниці тиск, які мають у своєму складі запірно-регулюючий елемент, виконаний у вигляді золотника, мають значну силу тертя, що знижує їх чутливість до перепаду тиску, та витіки, які знижують їх ККД. За аналізом гідроапаратів, збудованих за принципом вільних мембран, встановлено, що вони мають просту конструкцію, високу надійність, малий час спрацювання та собівартість. Проаналізовані існуючі конструктивні рішення таких мембранних елементів. Доведено, що відомі рівняння власних коливань мембрани, які розділяють ідеальні рідини різної щільності в прямокутному каналі з жорсткими підставами не можуть бути використані при побудові елементів, збудованих за принципом вільних мембран. Встановлені конструктивні параметри, які впливають на вихідні характеристики елементів, збудованих за принципом вільних мембран. Наведено схемну реалізацію клапана різниці тиску, збудованого за принципом вільних мембран, конструкція якого захищена патентом України на корисну модель. Особливістю розробленого клапана є те, що він дозволяє, залежно від різниці тисків на його вході та виході, які сумуються на запірно-регулюючому елементі, утвореному рухомими дисками, розміщеними в камерах, управляти відкриттям/закриттям вхідних та вихідних каналів камер, забезпечуючи протікання рідини від входу клапана на його вихід та навіпаки. Розроблений клапан різниці тиску дозволяє підтримувати задану різницю тиску незалежно від напрямку руху робочої рідини. Проаналізовано конструктивні та робочі параметри, які впливають на робочий процес розробленого клапана. Доведено, що регулювання різниці тиску між входом та виходом розробленого клапана здійснюється відповідним добром площі мембран, розміщених у його проточних камерах. Розроблена методика вибору конструктивних та робочих параметрів розробленого клапана різниці тиску, яка базується на методах механіки твердого тіла та гідромеханіки. Встановлено поріг чутливості розробленого клапана різниці тиску.

Ключові слова: клапан різниці тиску, вільні мембрани, робоча рідина, камера, діаметр умовного проходу, тиск, поріг чутливості.

П. Н. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРИЕНКО, В. В. КЛИТНОЙ, В. К. МИРОНОВ

РАЗРАБОТКА КЛАПАНА РАЗНОСТИ ДАВЛЕНИЯ

Проанализированы схемные и конструктивные решения мембранных элементов. Установлено, что гидроапараты, а именно клапаны разности давлений, имеющие запорно-регулирующие элементы, выполненные в виде золотника, имеют значительную силу трения, что снижает их чувствительность к перепаду давления, и утечки, которые снижают КПД. Проанализировав гидроапараты, построенные по принципу свободных мембран, установлено, что они имеют простую конструкцию, высокую надежность, малое время переключения и себестоимость. Проанализированы существующие конструктивные решения таких мембранных элементов. Доказано, что известные уравнения собственных колебаний мембран, которые разделяют идеальные жидкости разной плотности в прямоугольном канале с жесткими стенками, не могут быть использованы при построении элементов, построенных по принципу свободных мембран. Установлены конструктивные параметры, которые влияют на выходные характеристики элементов, построенных по принципу свободных мембран. Приведена схемная реализация клапана разности давления, построенного по принципу свободных мембран, конструкция которого защищена патентом Украины на полезную модель. Особенностью разработанного клапана является то, что он позволяет, в зависимости от разности давления на его входе и выходе, которые суммируются на запорно-регулирующем элементе, образованном подвижными дисками, размещенными в камерах, управлять открытием/закрытием входных и выходных каналов камер, обеспечивая протекание жидкости от входа клапана на его выход и наоборот. Разработанный клапан разности давлений позволяет поддерживать заданную разницу давлений независимо от направления движения рабочей жидкости. Проанализированы конструктивные и рабочие параметры, влияющие на рабочий процесс разработанного клапана. Доказано, что регулирование разности давления между входом и выходом разработанного клапана осуществляется соответствующим выбором площадей мембран, размещенных в его проточных камерах. Разработана методика выбора конструктивных и рабочих параметров разработанного клапана разности давлений. Установлен порог чувствительности разработанного клапана разности давлений.

Ключевые слова: клапан разности давления, свободные мембраны, рабочая жидкость, камера, диаметр условного прохода, давление, порог чувствительности.

P. M. ANDRENKO, O. V. DMYTRIENKO, V. V. KLITNOY, V. K. MYRONOV

DEVELOPMENT OF DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROL VALVE

The design and structural solutions of membrane elements are analyzed. It has been established that hydraulic devices, namely differential pressure control valves, having shut-off and regulating elements, made in the form of a spool, have significant friction force, which reduces their sensitivity to pressure drop, and leakages, which reduce efficiency. After analyzing the hydraulic apparatus, built on the principle of free membranes, it was found that they have a simple design, high reliability, short switching time and cost. The existing design solutions of such membrane elements are analyzed. It is proved that the known equations of membranes self-oscillations, which separate ideal fluids of different densities in a rectangular channel with rigid walls, cannot be used in the construction of elements built on the principle of free membranes. Design parameters have been established that influence the output characteristics of elements built on the principle of free membranes. A circuit implementation of a differential pressure control valve, built on the principle of free membranes, whose design is protected by a patent of Ukraine for a utility model, is given. A feature of the developed valve is that it allows, depending on the pressure difference at its inlet and outlet, which are summed on the locking and regulating element formed by movable discs placed in the chambers, to control the opening / closing of the inlet and outlet of channels of the chambers, ensuring the flow of fluid from the valve inlet to its outlet and vice versa. The designed differential pressure control valve allows the pressure difference to be maintained regardless of the direction of movement of the working fluid. Design and operating parameters that affect the workflow developed valve are analyzed. It is proved that the regulation of the pressure difference between the inlet and outlet of the developed valve is carried out by appropriate selection of the squares of the membranes placed in its flow chambers. A technique has been developed for selecting the design and operating parameters of the developed differential pressure control valve, based on solid mechanics and hydromechanics methods, which made it possible to obtain new mathematical relationships. The threshold of sensitivity of the developed differential pressure control valve is set.

Keywords: differential pressure control valve, free membranes, working liquid, chamber, nominal diameter, pressure, sensitivity threshold.

Вступ. Сучасною тенденцією розвитку гідроапаратури є її мініатюризація, розширення її номенклатури та покращення технічних параметрів, застосування апаратури вбудованого монтажу і оригінальних гідроапаратів для забезпечення виконання заданих функцій. Найбільш інтенсивний розвиток отримали гідроапарати, які зв'язують електронні системи управління з виконавчими механізмами, які випускаються провідними світовими фірмами виробниками гідроапаратури Rexroth, Parker Hannifin, Moog і ін. [1–3].

Аналіз літературних джерел. Проектування гідравлічної апаратури базується на фундаментальних роботах Є. І. Абрамова, Т. М. Башти, В. П. Бочарова, М. С. Гаминіна, О. П. Губарева, Г. Й. Зайончковського, Б. Л. Коробочкіна, О. Ф. Луговського, З. Я. Лур'є, К. Л. Навроцького, З. Л. Фінкельштейна, Г. А. Нікітіна, Д. М. Попова, В. М. Прокоф'єва, В. Б. Струтинського, Д. О. Сьоміна, Е. М. Хаймовича, Ю. І. Чупракова, W. Mednisa та ін.

В роботі [4] розглядаються елементи, збудовані за принципом вільних мембран, наведені їх схемні рішення для реалізації логічних функцій. Однак, в даній роботі не розглядається клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембран, який, крім підтримання перепаду тиску, використовуються для регулювання напрямком потоку робочої рідини в гідравлічних системах різного технологічного призначення, не наведена методика вибору його основних конструктивних та робочих параметрів.

В статтях [5, 6] оцінено вплив перевантаження на стійкість коливальних кільцевої мембрани та на першу і другу власні частоти в залежності від геометрії порожнини, натягу мембрани і глибини заповнення рідини. Показано, що критичні значення натягу кільцевої мембрани і перевантаження можуть бути визначені зі статичної задачі.

В статті [7] у лінійній постановці виведено частотне рівняння власних коливальних мембрани, що розділяє ідеальні рідини різної щільності в прямокутному каналі з жорсткими підставами. Отримано єдина форма частотного рівняння як для симетричних, так і несиметричних спільних коливальних мембрани і рідини. Виведено умови стійкості плоскої форми рівноваги мембрани. Доведено, що ці умови не залежать від глибин заповнення рідин і маси мембрани. Розглянуто випадки відсутності мембрани, верхньої або нижньої рідин, а також випадок відсутності гравітації, тобто випадок невагомості. Аналогічна задача вирішувалася і у статті [8], в якій, крім цього, розглянуто випадки відсутності на мембрани верхньої або нижньої рідин, а також випадок відсутності гравітації, тобто випадок невагомості. Таким чином, в статтях [5–8] розглядаються коливання мембран в ідеальній рідині, і наведені в них відомості не можуть бути використані при побудові елементів, збудованих за принципом вільних мембран.

Описаний в [9] пристрій може бути використаний для регулювання перепаду тиску. Однак, він,

збудований за принципом ефекту Коанда, не дозволяє змінювати напрямок потоку робочої рідини.

В статті [10] описаний пропорційний гідророзподільник, який суміщає функції регулювання витратою та перепадом тиску, управління якого здійснюється електронною системою. Однак, розроблений гідророзподільник не дозволяє змінювати напрямок течії робочої рідини, а отже не може бути застосований в гідравлічних системах, де виконання заданої функції є обов'язковою умовою працездатності гідравлічної системи.

В [11, рис. 3.29, б] описано клапан, у якого різниця тиску підводиться до камер, виконаних на торцях запірно-регулюючого елемента – циліндричного золотника, який управляє провідністю дроселюючої щілини. Регулювання перепаду тиску на клапані здійснюється попереднім підтиском пружини, встановленої в одній із камер, виконаних на торцях запірно-регулюючого елемента. Наявність сил тертя на золотнику клапана знижує чутливість клапана до зміни перепаду тиску в ньому. Крім того, пружина має схильність до залишкових деформацій, що також знижує точність даного клапана. В радіальному зазорі між корпусом клапана та його запірно-регулюючим елементом мають місце витоки, що знижує його ККД. Клапан не забезпечує реалізації функції підтримування різниці тиску при руху робочої рідини в протилежних напрямках.

В клапані, виконаному згідно [12, рис. 2], на вертикальній осі виконані камера та вхідний канал, які сполучені між собою. В камері горизонтально розміщено одну пластину, виконану у вигляді скоби, спрямованої вгору, краї якої торкаються кришки і яка опирається на пружні елементи, що виконують функції пружини, і ділить цю камеру на дві частини. Особливістю даного клапана є те, що у пластині виконаний дросельний отвір, який сполучає верхню та нижню частину камер, а пластина виконана у вигляді скоби, спрямованої вгору. Краї цієї пластини торкаються кришки, яка опирається на пружні елементи. Під дією перепаду тиску у верхній та нижній частині камери пластина переміщується у цій камері, керує регульованим дроселем, утвореним вихідним каналом, виконаним у корпусі, та пластиною. У процесі роботи такого клапана виникають значні сили тертя між стінками камери та бічною поверхнею скоби пластини. Це знижує чутливість клапана до зміни перепаду тиску в ньому та може привести до заклинювання пластини. Крім того, пружні елементи, які виконують функцію пружини, мають схильність до залишкових деформацій, що також знижує точність даного клапана. Внаслідок вищевказаного, такий клапан має малу швидкодію та надійність.

Особливістю клапана, виконаного згідно з [13], є проточне сполучення вхідного отвору з вихідним, сідло клапана, розміщене всередині проточної частини клапана, і конус клапана, який змінює прохідний отвір клапана, який визначається як отвір між сідлом клапана і його конусом. Клапан містить діафрагму, яка може зміщуватися під дією перепаду тиску, і

канали, які сполучають вхід та вихід клапана з протилежними порожнинами діафрагми.

Регульована частина клапана приєднана до конуса і відділена від проточної частини. Її регулювання здійснюється переміщенням шпінделя всередині корпусу клапана. Недоліком даного клапана є мала чутливість до перепаду тиску на рухомій діафрагмі, яка навантажена пружиною з регульованою жорсткістю, а також постійна витрата при використанні таких клапанів в схемах з однопровідним зв'язком, неможливість реалізації функції підтримування різниці тиску при русі робочої рідини в протилежних напрямках.

Зазначимо, що клапани різниці тиску, конструктивні рішення яких наведено в [14–16], мають такі ж самі недоліки, як гідравлічні елементи з запірно-регулюючим елементом, виконаним у вигляді золотника, описаного в [11].

В розглянутих нами роботах не розглядається клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембран, який, крім підтримання перепаду тиску, використовуються для регулювання напрямком потоку робочої рідини в гідравлічних системах різного технологічного призначення, не наведена методика вибору його основних конструктивних та робочих параметрів.

Таким чином, можна констатувати важливу науково-технічну задачу: розробка клапана різниці тиску, збудованого за принципом вільних мембран.

Основна частина. Для реалізації поставленої задачі нами розроблений клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембран, рис. 1, рис. 2 [17]. Особливістю даного клапана є те, що він дозволяє залежно від різниці тисків на вході та виході клапана, які сумуються на запірно-регулюючому елементі, утвореному рухомими дисками (вільними мембранами), розміщеними в камерах, управляти відкриттям/закриттям вхідних та вихідних каналів камер, забезпечуючи протікання рідини від входу клапана на його вихід та навпаки.

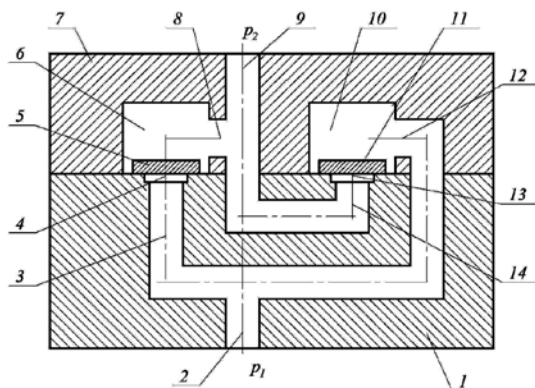


Рис. 1. Схема клапана різниці тиску

Клапан, рис. 1, містить кришку 7, в якій виконано вихідний канал 9 та дві камери 6 та 10, осі яких спрямовані вертикально, та в кожній з яких виконано по одному вихідному каналу 8 та 12, вісі яких перпендикулярні осям камери 6 та 10, і які сполучені з ними. В камерах 6 та 10 розміщено по одному диску 5

та 11, які мають форму камери і вільно переміщуються в ній у вертикальному напрямку. Корпус 1 з вхідним каналом 2 і вхідними каналами камери 3 і 14, вісі яких співпадають з осями камер 6 та 10 і які, відповідно, сполучені з цими камерами. З боку камер 6 та 10 виконані розточки 4 і 13. Канал 8 камери 6 сполучений з вхідним каналом 14 камери 10 та вихідним каналом 9 у кришці 7, а вихідний канал 12 камери 10 сполучений з каналом 3 камери 6 та каналом 2 виконаним у корпусі 1. Зазор між лінійними розмірами камери і диском менше або дорівнює зазору між лінійними розмірами диску і розточки, виконаної в корпусі 1.

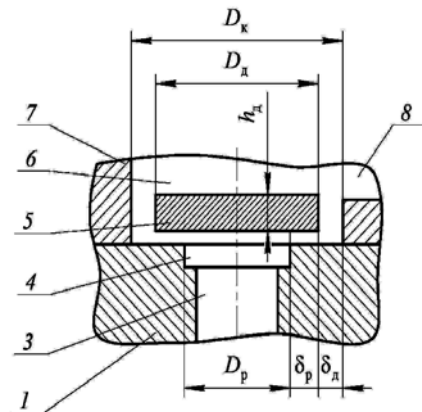


Рис. 2. Схема розташування мембрани в камері клапана при виконанні її у формі циліндра

Клапан різниці тиску працює наступним чином. У статичному режимі на запірно-регулюючий елемент клапана і рухомі диски 5 і 11 діють сили, викликані тиском на його вході p_1 , виході p_2 , та ваги дисків. Так як підвідні та відвідні канали клапана залежно від рівня тиску у гідросистемі та витрати через нього виконують зі стандартним діаметром умовного проходу, втрати тиску в них незначні і ними можна знехтувати. У разі циліндричного виконання камер 6 і 10, розточок 4 і 13 у корпусі клапана 1 та рухомих дисків 5 і 11, рівняння рівноваги на рухомих дисках при нехтуванні сили, яка натікає на рухомий диск, має вид:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} p_1 - \frac{\pi D_d^2}{4} p_2 - m_5 g = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\pi D_p^2}{4} p_2 - \frac{\pi D_d^2}{4} p_1 - m_{11} g = 0, \quad (2)$$

де D_p і D_d – діаметри розточки та диску;
 m_5 і m_{11} – маси дисків 5 і 11;
 g – прискорення вільного падіння.

Поріг чутливості клапана $\Delta p = p_1 - p_2 = \Delta p_{гр}$.

У випадку, коли на вході клапана є тиск p_1 , на виході p_2 дорівнює нулю. Тиск p_1 надходить по каналу 12 до камери 11 та притискає диск 11 до корпусу 1, закриваючи розточку 13. Разом з тим, тиск p_1 по каналу 3 надходить до розточки 4. Внаслідок того, що $p_2 = 0$, під дією тиску p_1 диск 5 піднімається вгору, і

робоча рідина з входу клапана 2 через канал 3, щілину, утворену диском 5 і стінкою камери 6, каналом 8, надходить на вихід клапана, канал 9. Це відбувається доти, доки під дією різниці тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ диск 5 не притиснеться до корпусу 1, закриваючи розточку 4 та припиняючи рух рідини з входу клапана 2 на його вихід 9.

Виконання зазору між лінійними розмірами камер 6 і 10 і дисками 5 і 11 δ_d меншими або такими, що дорівнюють зазорам між лінійними розмірами дисків 5 і 11 і розточками 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1, δ_p дозволяє отримати мінімальну різницю площ згори та знизу на рухомих дисках 5 і 11, на які діють тиск з боку розточок 4 і 13 та камерами 6 і 10. Це забезпечує максимальну чутливість клапана до зміни різниці тиску на його вході 2 і виході 9 та герметичність клапана, якщо різниці тиску недостатньо, щоб порушити рівновагу клапану. Встановлення перепаду тиску на клапані різниці тиску здійснюється за рахунок зміни зазорів між лінійними розмірами дисків 5 і 11 і розточками 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1, δ_p (зміни різниці площ рухомого диску з боку камер 6 і 10 та розточок 4 і 13).

У випадку, коли тиск на вході клапана p_1 більше тиску на його виході p_2 , щонайменше, на величину $\Delta p_{тр}$, порушуються рівняння рівноваги (1), (2). Під дією перепадів на рухомих дисках 5 і 11 диск 11 притиснутий до розточки 13, і рух робочої рідини через нього не відбувається, диск 5 піднімається вгору, пропускаючи рідину з входу клапана 2 через канал 3, щілину, утворену диском 5 і стінкою камери 6, каналом 8, на вихід клапана, канал 9. Це відбувається доти, доки під дією різниці тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ диск 5 не притиснеться до корпусу 1, закриваючи розточку 4 та припиняючи рух рідини входу клапана 2 на його вихід 9.

У випадку, коли тиск на вході клапана p_2 більше тиску на його виході p_1 , щонайменше, на величину $\Delta p_{тр}$, також порушуються рівняння рівноваги (1), (2). Під дією різниці тиску $\Delta p = p_2 - p_1$ на рухомому диску 11, він піднімається вгору, утворюючи щілину між диском 11 та камерою 10, і робоча рідина з вихідного каналу 9, вхідного каналу 14 розточки 13, по вищезгаданій щілині надходить з камери 11 каналом 12 на вхід клапана 2. В той же час під дією цієї різниці тиску $\Delta p = p_2 - p_1$ рухомий диск 5 закриває розточку 4, внаслідок чого стає неможливим надходження робочої рідини з входу клапана 2 на його вихід 9. Це відбувається доти, доки під дією різниці тиску $\Delta p = p_2 - p_1$ диск 11 не притиснеться до корпусу 1, закриваючи розточку 13 та припиняючи рух рідини виходу клапана 9 на його вхід 2.

Закриття/відкриття клапана внаслідок незначної різниці площ між рухомими дисками 5 і 11 та розточок 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1, відбувається практично миттєво, це забезпечує добру його герметичність.

Таким чином, між входом клапана 2 і його виходом 9 підтримується задана різниця тиску, яка визначається розмірами дисків 5 і 11, їх вагою та

розмірами розточок 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1. Регулювання заданої різниці тисків клапана, різниці тисків при сталих конструктивних розмірах його проточної частини, може бути здійснено за рахунок зміни висоти дисків h_d або вибором матеріалу дисків з різною густиною.

Завдяки виконанню запірно-регулюючого клапана у вигляді двох дисків 5 і 11, що розміщені в камерах 6 і 10, осі яких спрямовані вертикально, диски вільно переміщуються в них (відсутні сили тертя) під дією різниці тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ або $\Delta p = p_2 - p_1$. Вони є гідравлічними контактами, утвореними дисками 5 і 11 та розточками 4 і 13, виконаними в корпусі клапана 1. Завдяки цьому досягається велика чутливість клапана до різниці тиску на його вході 2 і виході 9. Клапан має просту конструкцію, велику швидкодію та чутливість.

Методика вибору робочих та конструктивних параметрів клапана різниці тиску. При розробці такого клапана, як і будь якого гідроапарата, в першу чергу, необхідно визначити діапазон зміни його робочих параметрів. Вибір значення номінального тиску та діаметри умовного проходу d_v проводять з їх номінального ряду. Згідно сучасної тенденції розвитку гідроапаратів, їх слід проектувати на тиск, який лежить в межах 30–40 МПа. В середині цього діапазону тисків знаходиться 32 МПа. Таким чином, більшість сучасних гідроапаратів проектується на значення цього номінального тиску. Слід зазначити, що номінальна витрата через гідроапарат, в першу чергу, залежить від d_v та його типу. Для встановлення діапазону зміни витрати, за каталожними даними, нами було проаналізовано залежність номінальної витрати від d_v для гідроапаратів різних типів, табл. 1 [18].

Таблиця 1 – Витрата у гідроапараті залежно від діаметра умовного проходу

d_v^* , мм	$q_{ср}$, л/хв
6	12,5–30,0
10	32,0–100,0
16	63,0–120,0
20	63,0–250,0
32	250,0–700,0

Враховуючи тенденцію на мініатюризацію гідроапаратів, приймаємо, що номінальний тиск повинен становити 32 МПа, а видаток, згідно вибраного d_v , вибираємо з табл. 1.

Діаметри вхідного, вихідного та комунікаційних каналів, виходячи з вимоги забезпечення їх мінімального опору, вибираємо рівними d_v .

Діаметри розточки та диску D_p і D_d вибираємо з рівняння:

$$\frac{\pi D_p^2}{4} p_1 = \frac{\pi D_d^2}{4} p_2, \quad (3)$$

попередньо задавшись різницею тисків $\Delta p = p_1 - p_2$.

Причому умова

$$D_p < D_d \quad (4)$$

повинна виконуватися завжди.

Зазор δ_d вибирають з умови:

$$\delta_d = \frac{D_d - D_p}{2} \quad (5)$$

Зазор δ_d вибирають з умови, щоб не було перекосу диска

$$\delta_d \leq h_d, \quad (6)$$

де h_d – висота диска, який вибирають з конструктивних міркувань.

Діаметр камери вибирають з умови:

$$D_k > D_d. \quad (7)$$

Розраховують діаметр камери:

$$D_k = D_d + 2h_d. \quad (8)$$

Висота камер 6 та 10 повинна бути більшою за $d_v + h_d$.

Визначають критерій міцності корпусу k_{mk} , який розраховують за формулою [19]:

$$k_{mk} = \frac{p_{max}}{[n_\sigma] p_n}, \quad (9)$$

де p_{max} і p_n – відповідно максимальний і номінальний тиски в клапані;

$[n_\sigma]$ – коефіцієнт запасу міцності;

Поріг чутливості, в припущенні, що $D_p \approx D_d$, знаходять з рівнянь (1), (2).

$$\Delta p_{гр} = p_1 - p_2 = \frac{4m_{5(11)}g}{\pi} \quad (10)$$

Слід зазначити, що для забезпечення мінімального рівня шуму при роботі клапана диск, враховуючи, що він переміщується практично миттєво, ударяючись о корпус, необхідно виконувати з металу, вкритого пластмасою чи гумою.

Розроблений клапан різниці тиску може бути використаний в гідравлічній системі технологічного комплексу малогабаритного обладнання з універсальним шланговим бетононасосом [20].

Висновок. Розроблено новий клапан різниці тиску, збудований за принципом вільних мембран. Особливістю якого є те, що він дозволяє залежно від різниці тисків на вході та виході клапана, які сумуються на запірно-регулюючому елементі, утвореному рухомими дисками, розміщеними в камерах, управляти відкриттям/закриттям вхідних та вихідних каналів камер, забезпечуючи протікання рідини від входу клапана на його вихід та навпаки. Уперше розроблена методика вибору основних

конструктивних та робочих параметрів клапана. Розроблений клапан має просту конструкцію, велику швидкодію, чутливість до перепаду тиску та надійність. Доведено, що регулювання різниці тиску між входом та виходом розробленого клапана здійснюється добором площ мембран, розміщених у його проточних камерах. Розроблений клапан дозволяє підтримувати задану різницю тиску незалежно від напрямку руху робочої рідини. Наведені математичні залежності, які дозволяють обґрунтовано вибирати його параметри.

Список літератури

1. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Направление развития объемного гидропривода. *Промислова гідроліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2016. № 2 (52). С. 3–14.
2. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Тенденции развития объемных гидроприводов. *Промислова гідроліка і пневматика*. Вінниця: ВДАУ. 2013. № 3 (41). С. 3–12.
3. Финкельштейн З. Л., Палюх А. П. Малогабаритные высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами. *Промислова гідроліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2013. № 1 (39). С. 16–20.
4. Ибрагимов А. И., Фарзане Н. Г., Илясов Л. В. *Элементы и системы пневмоавтоматики*. Москва: Высш. шк., 1975. 360 с.
5. Шевченко В. П., Карнаух А. Ю. Влияние перегрузки на свободные колебания кольцевой мембраны, расположенной на свободной поверхности жидкости. *Вісник Донецького Нац. ун-ту. Сер. А: Природничі науки*. 2006. № 1, ч. 1. С. 162–165.
6. Кононов Ю. Н., Федорчук А. И. Влияние перегрузки на свободные колебания кольцевой мембраны, расположенной на свободной поверхности жидкости. *Вісник Донецького Нац. ун-ту. Сер. А: Природничі науки*. 2015. № 1–2. С. 109–115.
7. Кононов Ю. Н., Лимарь А. А. Колебание прямоугольной мембраны, разделяющей идеальные жидкости разной плотности в прямоугольном канале с жесткими основаниями. *Вісник Донецького Нац. ун-ту. Сер. А: Природничі науки*. 2015. № 1–2. С. 97–108.
8. Кононов Ю. Н., Татаренко Е. А. Свободные колебания упругих мембран и двухслойной жидкости в прямоугольном канале с упругим дном. *Прикладна гідромеханіка*. 2008. № 1. С. 33–38.
9. Попов А. И., Касимов А. М. Пат. 2501985, Российская Федерация. *Струйное устройство для измерения отношения абсолютных давлений*. 2013.
10. Галухин Н. А. Энергосберегающий гидропривод с электронным регулированием скорости. *Промислова гідроліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ. 2016. № 2 (52). С. 70–75.
11. Аврунин Г. А., Кириченко И. Г., Самородов В. Б. *Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин* / ред. Аврунина Г. А. Харків: ХНАДУ, 2012. 467 с.
12. Пудрик В. П., Брицкий О. Л. Перспективні конструкції регуляторів витрат. *Промислова гідроліка і пневматика*. Вінниця: ВДАУ. 2008. № 4 (22). С. 76–78.
13. Папез Примаз, Густинциз Матяз. Пат. 32670003, Российская Федерация. *Клапан разности давлений с промыванием*. 2018.
14. *Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12. Catalogue HY17-8249/US. Catalogue HY17-8249/US*. URI: <http://www.parker.com> (дата звернення: 02.05.2019).
15. *Моторимпекс. Каталог гидравлического оборудования. Atos*. URI: <http://www.m-impex.com.ua> (дата звернення: 30.04.2019).
16. *Гидросила. Каталог*. URI: <http://Hydrosil@kw/ukrel.net> (дата звернення: 02.05.2019)
17. Лебедев А. Ю., Андренко П. М., Кулініч К. О., Ендеко В. В. Пат. 116233, Україна. *Клапан різниці тиску*. 2017.
18. Свешников В. К. *Станочные гидроприводы: Справочник*. Санкт-Петербург: Политехника, 2015. 627 с.
19. Желлова В. М. *Підвищення технічного рівня сучасних аксіально-поршневих гідромашин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство»*. Одеса, 2015. 21 с.
20. Ємельянова І. А., Чайка Д. О. Гідравлічне обладнання нового покоління для безопалубкового бетонування при виготовленні полегшених залізобетонних конструкцій криволінійної форми.

Промислова гідраліка і пневматика. Вінниця: ВНАУ. 2017. № 3 (57). С. 56–64.

References (transliterated)

- Andrenko P. N., Lur'e Z. Ya. Napravlenie razvitiya ob'emnogo gidroprivoda [The direction of development of the volumetric hydraulic drive]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2016, no. 2 (52), pp. 3–14.
- Andrenko P. N., Lur'e Z. Ya. Tendentsii razvitiya ob'emnykh gidroprivodov [Development trends of volumetric hydraulic drives]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2013, no. 3 (41), pp. 3–12.
- Finkel'shteyn Z. L., Palyukh A. P. Malogabaritnye vysokomomentnye planetarnye gidromotory s plavayushchimi satellitami [Compact high-moment planetary hydromotors with floating satellites]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2013, no. 1 (39), pp. 16–20.
- Ibragimov A. I., Farzane N. G., Ilyasov L. V. *Elementy i sistemy pnevmavtomatiki* [Elements and systems of pneumatic automatics]. Moscow, High school Publ., 1975. 360 p.
- Shevchenko V. P., Karnaukh A. Yu. Vliyanie peregruzki na svobodnye kolebaniya kol'tsevoy membrany, raspolozhennoy na svobodnoy poverkhnosti zhidkosti [The effect of overload on the free oscillations of the annular membrane located on the free surface of the liquid]. *Visnyk Donets'koho Nats. un-tu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2006, no. 1, part 1, pp. 162–165.
- Kononov Yu. N., Fedorchuk A. I. Vliyanie peregruzki na svobodnye kolebaniya kol'tsevoy membrany, raspolozhennoy na svobodnoy poverkhnosti zhidkosti [The effect of overload on the free oscillations of the annular membrane located on the free surface of the liquid]. *Visnyk Donets'koho Nats. un-tu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2015, no. 1–2, pp. 109–115.
- Kononov Yu. N., Limar' A. A. Kolebanie pryamougol'noy membrany, razdelyayushchey ideal'nye zhidkosti raznoy plotnosti v pryamougol'nom kanale s zhestkimi osnovaniami [Oscillation of a rectangular membrane separating ideal liquids of different densities in a rectangular channel with rigid bases]. *Visnyk Donets'koho Nats. un-tu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2015, no. 1–2, pp. 97–108.
- Kononov Yu. N., Tatarenko E. A. Svobodnye kolebaniya uprugikh membran i dvukhsloynoy zhidkosti v pryamougol'nom kanale s uprugim dnom [Free vibrations of elastic membranes and two-layer fluid in a rectangular channel with an elastic bottom]. *Prykladna hidromekhanika*. 2008, no. 1, pp. 33–38.
- Popov A. I., Kasimov A. M. *Struynoye ustroystvo dlya izmereniya otnosheniya absolyutnykh davleniy* [Flow device for measuring ratios of absolute pressures]. Patent RF, no. 2501985, 2013.
- Galukhin N. A. Energoberegayushchiy gidroprivod s elektronnyim regulirovaniem skorosti [Energy-saving hydraulic drive with electronic speed control]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2016, no. 2 (52), pp. 70–75.
- Avrunin G. A., Kirichenko I. G., Samorodov V. B. *Gidravlichesкое oborudovaniye stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Hydraulic equipment of construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2012. 467 p.
- Pudryk V. P., Bryts'kyy O. L. Perspektivni konstruktivni rehulyatoriy vytrat [Perspective constructions of regulators]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2008, no. 4 (22), pp. 76–78.
- Papez Primaz, Gustintsiz Mat'yaz *Klapan raznosti davleniy s promyvaniem* [Differential pressure control valve with flushing]. Patent RF, no. 32670003, 2018.
- Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12. Catalogue HY17-8249/US. Catalogue HY17-8249/US*. Available at: <http://www.parker.com> (accessed 02.05.2019).
- Motorimpex. Katalog gidravlichesкого oborudovaniya. Atos* [Motorimpex. Hydraulic Equipment Catalog. Atos] Available at: <http://www.m-impex.com.ua> (accessed 30.04.2018).
- Gidrosila. Katalog*. [Hydropower Catalogue] Available at: <http://Hydrosil@kw/ukrel.net> (accessed 02.05.2019).
- Lebedyev A. Yu., Andrenko P. M., Kulinich K. O., Endeko V. V. *Klapan riznytsi tysku* [Differential pressure control valve]. Patent Ukraine, no. 116233, 2017.
- Sveshnikov V. K. *Stanochnyye gidroprivody: Spravochnik* [Machine hydraulic drives]. St. Petersburg, Politehnika Publ., 2015. 627 p.
- Zhehlova V. M. *Pidvyshchennyya tekhnichnoho rivnya suchasnykh aksial'no-porshnevnykh hidromashyn: avtores. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk: spets. 05.02.02 "Mashynoznavstvo"* [Improvement of the technical level of modern axial-piston hydraulic machines. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.02 "Machine Science"]. Odesa, 2015. 21 p.
- Yemel'yanova I. A., Chayka D. O. *Hidravlichne obladnannya novoho pokolinnya dlya bezopalubkovoho betonuvannya pry vyhotovlenni polehshenykh zalizobetonnykh konstruktivniy kryvoliniynoyi formy* [Hydraulic equipment of new generation for bezopalubkovy concreting in the manufacture of lightweight reinforced concrete structures curvilinear form]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsya, VNAU Publ., 2017, no. 3 (57), pp. 56–64.

Надійшла (received) 10.05.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андренко Павло Миколайович (Андренко Павел Николаевич, Andrenko Pavlo Mykolayovych) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та мехатронних систем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6377-6020>; e-mail: andrenko1947@gmail.com

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Дмитриенко Ольга Вячеславовна, Dmytriienko Olha Vyacheslavivna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідралічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olga_dm@meta.ua

Клітної Віктор Володимирович (Клитной Виктор Владимирович, Klitnoy Viktor Volodymyrovych) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та мехатронних систем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4669-7627>; e-mail: ntu_khpi_dmpn@ukr.net

Міронов Вадим Костянтинович (Миронов Вадим Константинович, Myronov Vadym Kostyantynovych) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Технологія жирів і продуктів бродіння»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9353-1449>; e-mail: vadiki1200@gmail.com