

П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРИЄНКО, К. О. КУЛІНІЧ, В. В. ЕНДЕКО

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КЛАПАНА РОЗВАНТАЖЕННЯ З РЕГУЛЬОВАНИМ ГІСТЕРЕЗИСОМ UZOP...NHY

Показано конструктивну схему гідравлічного клапана розвантаження з регульованим гістерезисом. Наведено його технічні характеристики та спосіб регулювання гістерезису. Проведено аналіз робочих процесів, що відбуваються в ньому. Це дозволило побудувати його повну математичну модель, при розробці якої крім конструктивних параметрів клапана та гідроаккумулятора враховували параметри робочої рідини, характер зміни витрати навантаження в гідроагрегаті. Запропонований підхід може бути використаний для складання математичних моделей інших гідроапаратів.

Ключові слова: клапан розвантаження, математична модель, характеристики, регульований гістерезис, робоча рідина, сила тертя, гідродинамічна сила.

П. Н. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРИЕНКО, К. А. КУЛИНИЧ, В. В. ЭНДЕКО

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КЛАПАНА РАЗГРУЗКИ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ГИСТЕРЕЗИСОМ UZOP ... NHY

Показана конструктивная схема гидравлического клапана разгрузки с регулируемым гистерезисом. Приведены его технические характеристики и способ регулирования гистерезиса. Проведен анализ рабочих процессов, происходящих в нем. Это позволило построить его полную математическую модель, при разработке которой кроме конструктивных параметров клапана и гидроаккумулятора учитывали параметры рабочей жидкости, характер изменения расхода нагрузки в гидроагрегате. Предложенный подход может быть использован для составления математических моделей других гидроаппаратов.

Ключевые слова: клапан разгрузки, математическая модель, характеристики, регулируемый гистерезис, рабочая жидкость, сила трения, гидродинамическая сила.

P. M. ANDRENKO, O. V. DMITRIENKO, K. O. KULINICH, V. V. ENDEKO

MATHEMATICAL MODEL OF UNLOADING VALVE WITH ADJUSTABLE HYSTERESIS ZOP ... NHY

The constructive scheme of the hydraulic unloading valve with adjustable hysteresis is proposed. Its technical characteristics and the method of regulating hysteresis are given. The analysis of the working processes occurring in it is conducted. This allows to build a complete mathematical model of the valve, developed with taking in to account the parameters of the working fluid, and the character of change of discharge of load in the hydraulic unit as well as the design parameters of the valve and accumulator. The proposed approach can be used to compile mathematical models of other hydraulic devices.

Key words: unloading valve, mathematical model, characteristics, adjustable hysteresis, working fluid, friction force, hydrodynamic force.

Вступ. Застосування гідроприводів в технологічних та мобільних машинах дозволяє спростити їх кінематику, знизити металоємність, підвищити точність, надійність і рівень автоматизації. Використання гідроприводів обумовлено рядом їх вагомих переваг перед іншими типами приводів і, перш за все, можливістю отримання більших зусиль і потужностей при обмежених розмірах гідродвигунів. Гідроприводи забезпечують широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості, можливість роботи в динамічних режимах з необхідною якістю перехідних процесів, захист систем від перевантаження і контроль діючих зусиль. Гідроапаратура є складовою та невід'ємною частиною гідроприводів. Її характеристики і якість значною мірою визначають характеристики і якість гідроприводу і машини в цілому. При цьому номенклатура гідроапаратів налічує сотні найменувань та неухильно зростає. Незмінною також залишається вимога підвищення характеристик розроблюваних гідроапаратів.

Аналіз літературних джерел. Питанням проектування клапанів присвячена достатня кількість наукових робіт. Так у роботі [1] крім класифікації запобіжних і переливних клапанів наведено аналіз їх схемних та конструктивних рішень. Наведено результати дослідження їх статичних та динамічних характеристик. Розглянуто перспективні схемні рішення таких клапанів. У роботі [2] наведені теоретичні та експериментальні дані, за якими визначаються статичні та динамічні характеристики гідроапаратів, докладно розглянуто фізичні процеси, що відбуваються в них, вплив конструктивних та режимних параметрів на їх характеристики. Наведені математичні моделі та відповідні програми для розрахунку даних характеристик на ПК. Наведена методика розрахунку базується на великій кількості експериментальних досліджень. В роботі [3] наведено математичну модель запобіжного клапана прямої дії. Однак дана математична модель не враховує силу тертя та гідродинамічну силу, а отже не може бути використана при побудові математичної моделі клапана розвантаження.

Робота [4] присвячена розробці математичної моделі запобіжного клапана непрямої дії для дослідження його динамічних властивостей. Однак наведена математична модель не враховує гістерезис. Вона не може бути використана для розрахунку характеристик клапана розвантаження з регульованим гістерезисом. Найбільш повно математичні моделі гідроапаратів розглянуто у посібнику [5], в якому докладно розглянуто фізичні процеси, що відбуваються в них, вплив конструктивних та режимних параметрів на їх характеристики. Однак в ньому не наведено математичну модель клапана розвантаження з регульованим гістерезисом. Даний посібник є підґрунтям складання докладних математичних моделей гідроапаратів різних типів. В статті [6] наведена математична модель запобіжного клапана, однак в ній розглядається запобіжний клапан з пропорційним електричним управ-

лінням. Таким чином можна констатувати, що в доступних нам літературних джерелах не виявлено математичної моделі клапана розвантаження з регульованим гістерезисом, розробка якої є актуальним науково-технічним завданням.

Клапан розвантаження з регульованим гістерезисом [7]. Зазвичай він застосовується для розвантаження потоку, який надходить від насоса на злив в бак, якщо тиск в гідроакумуляторі досягає встановленого максимального значення. Технічні характеристики клапана табл. 1, конструкція на рис. 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики клапана розвантаження UZOP

Параметр	значення		
Діаметр умовного проходу, мм	10	20	30
Номінальна витрата, л/хв	120	250	400
Робочий тиск, МПа	35		
Тиск в лінії зливу, МПа	21		
Гістерезис	17 % до 50 %		
Напруга живлення соленоїда: – постійний струм, в – Гц; – змінний струм, в – Гц	12, 24, 110 230 – 50, 110 – 50		
Споживана потужність, Вт	30		
Маса, кг	3,8	7	13,2

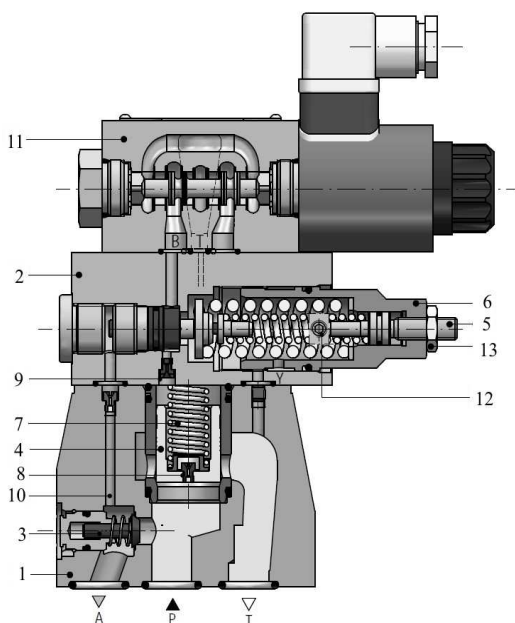


Рис. 1 – Клапана розвантаження UZOP.

Робота клапана. Робоча рідина з насоса надходить до каналу Р і далі через зворотний клапан 3 в канал А для живлення гідроакумулятора. При досягненні тиску налаштування на регуляторі 6, відкривається клапан управління 2. Рідина з каналу Р крізь каскад сопел 8 і 9 надходить до дренажного каналу У. Внаслідок різниці тиску, що діє на золотник 4 головного клапана 1, пружина 7 підтискається і сполучає канали Р з Т. Зворотний клапан 3 в цей момент закривається, а тиск в каналі А не скидається в канал Т. Управляючий (пілотний) клапан 2 закривається одразу після того, як тиск в каналі А падає до значення налаштування на регулюючому елементі 5. В результаті контролюючий потік рідини крізь каскад сопел 8 і 9 відсікається, і золотник 4 головного клапана 1 закриває потік до зливу Т. Клапан повертається в вихідне положення – потік продовжує надходити з каналу Р до каналу А (подача на гідравлічний акумулятор).

Налаштування клапана здійснюється за допомогою регулюючого елемента 5, який відкручується до максимального кінцевого положення. Встановлюється тиск розвантаження (максимальний робочий тиск) за допомогою регулятора 6, який фіксується гвинтом 12. За допомогою регулюючого елемента 5 встановлюється тиск розвантаження (мінімальний робочий тиск), який фіксується контргайкою 13.

Можливе виконання клапана з електричним управлінням:

- версія UZOPW з розвантаженням при включеному струмі на гідророзподільнику 11: UZOPW...A;
- версія UZOPW з розвантаженням при вимкненому струмі на гідророзподільнику 11: UZOPW...B.

Метою статті є розробка математичної моделі гідравлічного клапана розвантаження з регульованим гістерезисом UZOP...NHУ.

Математична модель клапана. Математичний опис процесів, що відбуваються в гідравлічних елементах і системах, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому для гідравлічних систем та їх елементів характерними є процеси, при яких рух робочої рідини (РР) є несталим [3]. Причому декомпозиція гідравлічних систем на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях. Математична модель гідравлічного клапана розроблена за його конструктивною схемою, рис. 1. При її розробці прийняті наступні припущення:

- гідророзподільник – ідеальний: його перекриття нульове; радіальний зазор, перетоки робочої рідини і опір внутрішніх каналів настільки малі, що ними можна знехтувати;
- пружини клапана мають малу жорсткість та працюють у межах, де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту, що дозволяє знехтувати силою від їх дії на запірно-регулюючий елемент (ЗРЕ);
- товщина стінок каналів, яка визначена з умови їх міцності, достатньо велика, що дозволяє вважати: їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску. Корпус – абсолютно жорсткий, а його пружні властивості врахову-

ються приведеним модулем об'ємної пружності робочої рідини;

– довжина каналів мала, а їх діаметри однакові та у порівнянні з довжиною хвилі, це дозволяє знехтувати хвильовими процесами, що відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками каналів, на яких відбувається формування профілів швидкостей;

– у клапані відсутні: кавітація – $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; резонанс, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності робочої рідини. Швидкість звуку в робочій рідині, з урахуванням пружних властивостей каналів, є сталою та значно більшою за швидкість руху в них. Вважаємо робочу рідину ньютонівською, а її течію – ізотермічною;

– розглядається моделі у зосереджених параметрах.

Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних елементах і системах залежить від правильного визначення параметрів робочої рідини. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності, які в свою чергу залежать від її температури. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур гідросистем значимість параметрів робочої рідини зростає [8]. При моделюванні робочих процесів у гідравлічному клапані приймаємо значення температури робочої рідини постійною – рівною її середньому значенню. $T_a = \text{const}$.

Значний вплив на параметри робочої рідини має нерозчинене повітря, що міститься в ній. За даними роботи [9] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об'єму робочої рідини, а концентрація газоповітряної фази становить 1,4 ... 1,6 % та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1 ... 2 %), наведених в різних літературних джерелах, наприклад [10]. Таким чином далі розглядаємо бульбашкову, згідно класифікації [11], течію рідини, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним. Для визначення характеристик двофазної рідини використовуємо аналітичні залежності з роботи [12].

Модуль пружності робочої рідини у гідросистемі з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю [2]:

$$E_{\text{пр}}(t) = \frac{E_c(t)}{1 + \left[d_{\text{тр}} E_c(t) \right] / \left(\delta_{\text{тр}} E_{\text{тр}} \right)}, \quad (1)$$

де $E_{\text{пр}}(t)$ і $E_c(t)$ – відповідно приведений модуль і модуль пружності робочої рідини з урахуванням її газовмісту; t – час; $d_{\text{тр}}$ і $\delta_{\text{тр}}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Математична модель робочого процесу зворотного клапана 3 описується такими виразами:

- витрати на його виході залежно від напрямку руху робочої рідини

$$q_{\text{зк}} = \begin{cases} 0, & \text{при } p_p(t) < p_A(t); \\ q_{\text{зк}}, & \text{при } p_p(t) > p_A(t), \end{cases} \quad (2)$$

де $q_{\text{зк}}$ – витрата через зворотний клапан 3, яка розраховується за залежністю

$$q_{\text{зк}}(t) = \mu_{\text{зк}}(\text{Re}) A_{\text{зк}} \sqrt{2[p_p(t) - p_A(t)] / \rho(t)}, \quad (3)$$

де $\mu_{\text{зк}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати зворотного клапана 3; $A_{\text{зк}}$ – площа прохідного перетину зворотного клапана 3; $p_p(t)$ і $p_A(t)$ – відповідно тиск в каналі Р і А; $\rho(t)$ – густина робочої рідини, зазначимо, що густина робочої рідини може бути прийнята постійною.

- руху ЗРЕ зворотного клапана 3

$$m_{\text{пзк}} \ddot{x}_{\text{зк}} = A_{\text{зк}} (p_p(t) - p_A(t)) - F_{\text{зк гд}}(t) - F_{\text{зк пр}}(t) - F_{\text{зк тр}}(t). \quad (4)$$

У рівнянні (4) і далі приведену масу ЗРЕ розраховують за залежністю

$$m_{\text{пзк}} = m_{\text{зк}} + m_{\text{пр}}/3, \quad (5)$$

де $m_{\text{зк}}$ – маса ЗРЕ; $m_{\text{пр}}$ – маса пружини; $x_{\text{зк}}$ – переміщення ЗРЕ зворотного клапана; $F_{\text{зк тр}}(t)$, $F_{\text{зк пр}}(t)$, $F_{\text{зк гд}}(t)$ – відповідно сили: тертя, пружини, гідродинамічна, які визначаються за залежностями, наведеними нижче.

- обмеження переміщення ЗРЕ зворотного клапана 3

$$0 < x_{\text{зк}}(t) \leq x_{\text{зк max}}, \quad (6)$$

де $x_{\text{зк max}}$ – максимальне переміщення ЗРЕ зворотного клапана 3.

Нехтуючи силою сухого тертя, розглядали силу тертя як силу рідинного тертя, яка розраховується за залежністю

$$F_{\text{тр}}(t) = k_{\text{тр}} \dot{x}_{\text{зк}}, \quad (7)$$

де $k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя.

Сила, що діє з боку пружини на ЗРЕ зворотного клапана 3, визначається за? залежністю

$$F_{\text{пр}}(t) = c_{\text{пр}} [x_{\text{зк}}(t) + x_0], \quad (8)$$

де x_0 – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на ЗРЕ; $c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини [13]

$$c_{\text{пр}} = G_{\text{ст}} d_{\text{пр}} H / (8 D_{\text{пр}} n_{\text{пр}}), \quad (9)$$

де $D_{\text{пр}}$ – середній діаметр пружини; $d_{\text{пр}}$ – діаметр дроту пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву матеріалу пружини; H – висота стиснутої пружини; $n_{\text{пр}}$ – кількість робочих витків.

Гідродинамічна сила, яка діє на ЗРЕ зворотного клапана 3, визначається залежністю

$$F_{\text{зк гд}}(t) = (p_{\text{р}} - p_{\text{а}}) A_{\text{зк}} - \rho(t) q_{\text{зк}}(t) [v_2(t) \cos \theta - v_1(t)], \quad (10)$$

де $v_1(t) = q_{\text{зк}}(t)/A_{\text{зк}}$ і $v_2(t) = q_{\text{зк}}(t)/(\varepsilon_{\text{кл}} A_{\text{зк}})$ – відповідно швидкості робочої рідини в каналі підведення і прохідному перерізі клапана; $\varepsilon_{\text{кл}}$ – коефіцієнт стиску робочої рідини; θ – кут відхилення вектора потоку робочої рідини, яка обтікає клапан.

Рівняння нерозривності потоку при протіканні рідини крізь каскад сопел 8 і 9

$$G_8 (p_{\text{р}} - p_0) = G_9 (p_0 - p_{\text{у}}), \quad (11)$$

де p_0 і $p_{\text{у}}$ – відповідно тиск в міжросельному каналі і дренажному каналі Y ; G_8 і G_9 – відповідно провідність сопел 8 і 9, які розраховуються за однотипними залежностями, наприклад для G_8

$$G_8 = \frac{q_0}{\sqrt{1/2 (p_{\text{р}} - p_0)}}, \quad (12)$$

де q_0 – витрата рідини крізь сопло 8.

Приймаючи, що тиск в каналі Y дорівнює атмосферному, з рівнянь (11) і (12) знаходимо

$$p_0 = \frac{G_8}{G_8 + G_9} p_{\text{р}}. \quad (13)$$

Математична модель робочого процесу золотника 4 головного клапана 1 описується такими залежностями:

- витрати в каналі T при перепаді тиску на ЗРЕ (золотнику) 4

$$q_{\text{т}}(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } p_{\text{а}} < p_0; \\ q_{\text{т}}(t), & \text{при } p_{\text{а}} > p_0, \end{cases} \quad (14)$$

де $q_{\text{т}}$ – витрата через головний клапан 1 розраховується за залежністю

$$q_{\text{т}}(t) = \mu_{\text{к1}}(\text{Re}) A_{\text{к1}} \sqrt{2[p_{\text{р}}(t) - p_0(t)]/\rho(t)}, \quad (15)$$

де $\mu_{\text{к1}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати головного клапана 1; $A_{\text{к1}}$ – площа прохідного перетину головного клапана 1;

- руху ЗРЕ головного клапана 1

$$m_{\text{пк1}} \ddot{x}_{\text{к1}} = A_{\text{к1}} (p_{\text{р}} - p_0(t)) - F_{\text{к1 гд}}(t) - F_{\text{к1 пр}}(t) - F_{\text{к1 тр}}(t); \quad (16)$$

де $x_{\text{к1}}$ – переміщення ЗРЕ головного клапана 1; $F_{\text{к1 тр}}(t)$, $F_{\text{к1 пр}}(t)$, $F_{\text{к1 гд}}(t)$ – відповідно сили: тертя, пружини, гідродинамічна, які визначаються за залежностями: (7), (8), (10);

- обмеження переміщення ЗРЕ головного клапана 1

$$0 < x_{\text{к1}}(t) \leq x_{\text{к1 max}}, \quad (17)$$

де $x_{\text{к1 max}}$ – максимальне переміщення ЗРЕ головного клапана 1.

Рівняння часу зарядження гідроаккумулятора [14]

$$t = \frac{2F}{\mu_{\text{га}} f_{\text{ога}} \sqrt{2g}} (\sqrt{H_0} - \sqrt{H}), \quad (18)$$

де $\mu_{\text{га}}$ і $f_{\text{ога}}$ – коефіцієнт витрати і площа прохідного перетину вихідного отвору гідроаккумулятора відповідно, F – площа вільної поверхні гідроаккумулятора; H і H_0 – відповідно напір і початковий напір гідроаккумулятора; g – прискорення вільного падіння.

Для отримання динамічних характеристик клапана рівняння (2) – (4), (6) – (8), (10), (11), (14) – (18) розглядають разом з початковими умовами. За початкові умови приймають: $x_{\text{зк}}(0) = x_{\text{зк0}}$, $x_{\text{к1}}(0) = x_{\text{к10}}$, $\dot{x}_{\text{зк}}(0) = 0$, $\dot{x}_{\text{к1}}(0) = 0$, вважають, що тиск зливу в каналі T дорівнює атмосферному. Задають робочі параметри клапана та початкові параметри робочої рідини: модуль об'ємної пружності та густину при атмосферному тиску, газовміст і робочу температуру. Зазначимо, що величина тиску в гідроагрегаті в усталеному режимі відповідає навантаженню на гідродвигуні, що трансформується витратою навантаження. Задають характер зміни витрати навантаження, при заданих початкових умовах, на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у клапані та гідроаккумуляторі.

Висновки. Уперше отримана повна математична модель гідралічного клапана розвантаження з регульованим гістерезисом UZOP...NHU. Розроблена математична модель, яка крім конструктивних параметрів клапана враховує конструктивні параметри гідроаккумулятора, параметри робочої рідини, характер зміни витрати навантаження в гідроагрегаті. Запропонований підхід може бути використаний для складання математичних моделей інших гідроапаратів.

Список литературы

1. Ситников Б. Т., Матвеев И. Б. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. – М. : Машиностроение, 1971. – 129 с.
2. Данилов Ю. А., Киллиловский Ю. Л., Колпаков Ю. Г. Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для вузов. – М. : Машиностроение. – 1987. – 464 с.
4. Волошина А. А. Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. – Т. 4. – Вип. 12. – Мелітополь : ТДАУ, 2012. – С. 230 – 239.
5. Андренко П. М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посібник. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2014. – 188 с.
6. Гасюк А. И., Мараховский М. Б. Математическая модель для исследования статических и динамических характеристик предохранительного клапана непрямого действия // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2017. – № 42 (1264). – С. 71 – 74.
7. Клапан разгрузки UZOP...NHY. – Режим доступу : <http://motorimpex.ua>. – Дата звертання : 14 жовтня 2018.
8. Трофимов В. А., Яхно О. М., Губарев А. П. Рабочие жидкости систем гидропривода : учеб. пособие. – К. : НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
9. Струтинський В. Б., Тіхенко В. М. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів : монографія. – Одеса : Астро-принт, 2009. – 456 с.
10. Свешиников В. К. Станочные гидроприводы : справочник. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.
11. Евтушенко А. А., Колисниченко Э. В., Сапожников С. В. Турбомашин для перекачивания газожидкостных смесей // *Вісник СумДУ*. – 2004. – № 13 (72). – С. 45 – 49.
12. Лурье З. Я., Федоренко И. М. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости // *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. – Lublin, 2010. – Vol. 12. – С. 10 – 25.
13. Хвингия М. В. Вибрация пружин. – М. : Машиностроение, 1969. – 287 с.
14. Токаренко В. М., Терских В. З., Столяров А. Л. Гидропривод и гидрооборудование автотранспортных средств : учеб. пособие. – К. : Лыбидь, 1991. – 232 с.

References (transliterated)

1. Sitnikov B. T., Matveev I. B. *Raschet i issledovanie predokhranitel'nykh i perelivnykh klapanov* [Calculation and research of safety and overflow valves]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 129 p.
2. Danilov Yu. A., Killilovskiy Yu. L., Kolpakov Yu. G. *Apparatura ob'emnykh gidroprivodov. Rabochie protsessy i kharakteristiki* [Equipment of volume hydraulic drives. Work processes and characteristics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 272 p.
3. Popov D. N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem : uchebnik dlya vuzov* [Dynamics and regulation of hydro and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 464 p.
4. Voloshina A. A. Matematicheskaya model' predokhranitel'nogo klapana nepryamogo deystviya [Mathematical model of indirect action safety valve]. *Pratsi Tavriys'kogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu* [Proc. of Tavria State Agrotechnological University]. Melitopol, 2012, vol. 4., issue 12, pp. 230–239.
5. Andrenko P. M. *Gidravlichni prystroiy mekhatronnykh system : navch. posibnyk* [Hydraulic units of mechatronic systems: textbook]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 188 p.
6. Gasyuk A. I., Marakhovskiy M. B. Matematicheskaya model' dlya issledovaniya staticheskikh i dinamicheskikh kharakteristik predokhranitel'nogo klapana nepryamogo deystviya [Mathematical model for studying static and dynamic characteristics of an indirectly action safety valve]. *Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Gidravlichni mashyny ta gidroagregaty* [Bulletin of National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 71–74.
7. *Klapan razgruzki UZOP...NHY* [Unloading valve UZOP ... NHY]. Available at: <http://motorimpex.ua>. (accessed 14.10.2018).
8. Trofimov V. A., Yakhno O. M., Gubarev A. P., Solonin R. I. *Rabochie zhidkosti sistem gidroprivoda : ucheb. posobie* [Working fluids of hydraulic drive systems: textbook]. Kiev, NTUU "KPI", 2009. 184 p.
9. Strutinskiy V. B., Tikhenko V. M. *Stokhastychni protsesy u gidroprivodakh verstativ : monografiya* [Stochastic processes in hydraulic drives of machining stations: monograph]. – Odessa, Astoprint Publ., 2009. 456 p.
10. Sveshnikov V. K. *Stanochnye gidroprivody : spravochnik* [Hydraulic drives of machining stations : reference book]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 448 p.
11. Evtushenko A. A., Kolisnichenko E. V., Sapozhnikov S. V. *Turbomashiny dlya perekachivaniya gazozhidkostnykh smesey* [Turbomachines for pumping gas-liquid mixtures]. *Visnyk SumDU*. [Bulletin of Sumy State University]. Sumy, SumDU Publ., 2004, no. 13 (72), pp. 45–49.
12. Lurye Z. Ya., Fedorenko I. M. *Issledovanie rabocheho protsessa mekhatronnogo gidroagregata sistemy smazki metalurgicheskogo oborudovaniya s uchetom kharakteristik dvukhfaznoy zhidkosti* [Study of the working process of a mechatronic hydraulic unit of a lubrication system of metallurgical equipment with regard to the characteristics of two-phase fluid]. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2010, vol 12, pp. 10–25.
13. Khvingiya M. V. *Vibratsiya pruzhin* [Spring vibration]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 287 p.
14. Tokarenko V. M., Terskiy V. Z., Stolyarov A. L. *Gidroprivod i gidrooborudovanie avtotransportnykh sredstv : ucheb. posobie* [Hydraulic drives and hydraulic equipment of vehicles : textbook]. Kyiv, Lybid' Publ., 1991. 232 p.

Надійшла (received) 26. 10.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Андренко Павло Миколайович (Андренко Павел Николаевич, Andrenko Pavlo Mykolayovych) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 240-39-52; e-mail: andrenko1947@gmail.com.

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Дмитриенко Ольга Вячеславовна, Dmitrienko Olga Vyacheslavovna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 879-79-04; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Кулінич Катерина Олексіївна (Кулинич Екатерина Алексеевна, Kulinich Ekaterina Alekseevna) – магістрант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (066) 426-18-60; e-mail: kulinich1992@gmail.com.

Ендеко Владислав Вікторович (Эндеко Владислав Викторович, Endeko Vladislav Viktorovich) – магістрант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (099) 042-71-22; e-mail: endeko1002@gmail.com.