

П. М. АНДРЕНКО, Д. С. ПОГОРЕЛОВ, М. С. СВИНАРЕНКО

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УНІВЕРСАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРОАПАРАТІВ

Наведено принципову гідравлічну схему універсального, енергоефективного стенда для випробувань гідроапаратів. Обґрунтовано діапазон зміни робочих параметрів гідроапаратів, що досліджуються, та вихідних параметрів стенда. Проведений вибір гідравлічних елементів та пристроїв для її реалізації. Розроблена повна математична модель цього стенда, яка разом з математичною моделлю гідроапарата дозволяє визначити робочі характеристики останнього. Розглянуто перспективи подальшого удосконалення схемної та елементної реалізації випробувального стенда з метою підвищення його енергоефективності.

Ключові слова: стенд, гідроапарат, робочі параметри, математична модель, робоча характеристика.

Вступ. Гідравлічні апарати знайшли широке застосування в сучасних об'ємних гідроагрегатах мехатронних систем технологічного обладнання, транспортних машин, іншому гідрофікованому обладнанні. Це обумовлено тим, що такі гідроагрегати мають високу довговічність, надійно захищені від перевантажень, забезпечують їм механічну жорсткість по відношенню до навантаження та високу позиційну точність реверсу. Вони значно спрощують автоматизацію виробничих процесів та підвищують якість машин, дозволяють суттєво зменшити їх вагу і габарити, надійно працюють у широкому діапазоні параметрів оточуючого середовища [1].

Сучасною тенденцією розвитку гідроапаратури є її мініатюризація (з'явилися гідроапарати з діаметром умовного проходу $D_y = 2$ мм), розширення її номенклатури та покращення технічних параметрів, застосування апаратури ввертного монтажу і оригінальних гідроапаратів для забезпечення виконання заданих функцій. Найбільш інтенсивний розвиток отримали гідроапарати, які зв'язують електронні системи керування з виконавчими механізмами. А саме: дроселюючі гідророзподільники та апарати з пропорційним електричним керуванням, особливо з вбудованою системою контролю і керування, які випускаються провідними світовими фірмами – виробниками гідроапаратури Rexroth, Parker Hannifin, Moog і ін. [2]. Як відмічено в статті [3], стратегічним напрямом розвитку об'ємного гідроприводу і його компонентів є зменшення їх габаритів і металоємності при одночасному зростанні питомих потужностей. Однак слід зазначити, що вартість виготовлення об'ємного гідроприводу однакової потужності, з зростанням тиску знижується, але тільки до тиску 30...40 МПа.

Всі типи гідроапаратів, за виключенням логічних гідроклапанів та дроселюючих гідророзподільників, проходять контрольні випробування згідно з ДСТУ [4], а дроселюючі гідророзподільники за ДСТУ [5]. Ці випробування проводять на спеціальних стендах, при розробці і проектуванні яких необхідно забезпечити високу точність підтримування тиску чи витрати на вході в гідроапарат, енергоефективність, комфортні умови праці.

Аналіз останніх досліджень. Гідравлічні схеми та робочі параметри стендів для випробувань гідроапаратів, методики їх досліджень наведені в [4, 5]. Причому в [4] наведено велику кількість гідравлічних схем стендів для випробувань конкретного типу гідроапаратів, що при великій номенклатурі гідроапаратів потребує наявності великої кількості стендів. Крім того можливий діапазон зміни вихідних параметрів таких стендів обмежений номінальними робочими параметрами насоса. Сьогодні промисловими підприємствами випускається велика гама стендів для випробувань гідроапаратури. Так Гомельським РУП «ГСКТБ ГА» випускається лінійка таких стендів. Однак при тиску 32 МПа, який має стенд Г473, він забезпечує видаток тільки 22 л/хв., а стенд Г605 при видатку 320 л/хв., має тиск 17 МПа [6]. Всі випробувальні стенди РУП «ГСКТБ ГА» забезпечують випробування гідроапаратури з D_y 6...30 мм. Таким чином вони не забезпечують дослідження сучасної гідроапаратури з D_y , меншим за 6 мм. Гідравлічні випробувальні стенди, що випускаються ПО «СТЕНДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ» забезпечують потрібні параметри по видатку та тиску, але вони призначені для випробування насосів [7]. Застосування регульованого аксіально-поршневого насоса в гідравлічному стенді ООО «ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ» також не забезпечує потрібні параметри по видатку та тиску в стенді [8]. А видаток насоса стенда [9] обмежено 100 л/хв.

Математичному опису робочих процесів у гідросистемах стендів для випробувань присвячені статті [10, 11]. Однак в першій розглядається стенд з нерегульованим насосом, який не забезпечує економне споживання енергії, а в другій розглядається стенд для дослідження насосів. В статті [12] розглядається математична модель стенда для дослідження балонів. Наведені в статтях [10 – 12] математичні залежності можуть бути частково використані при побудові математичної моделі універсального стенда для випробування гідроапаратів. В роботі [13] підвищення енергоефективності стенда для випробування об'ємних гідравлічних машин досягається за рахунок застосування гідропневматичного акумулятора та переводу, в момент пуску, асинхронного електродвигуна насоса в режим генератора. Однак результати наведені в цій роботі можуть бути використані при випробуваннях об'ємних гідромашин.

Враховуючи вище вказане, на сьогодні, актуальним завданням є розробка гідравлічної схеми універсального гідроапарата, який би відповідав максимальному заощадженню енергії, а також ви-

© П. М. Андренко, Д. С. Погорелов, М. С. Свиноаренко, 2016

бір елементної бази для її реалізації, та розробка його математичної моделі, яка є базою для визначення раціональних конструктивних та робочих параметрів.

Постановка задачі. При розробці гідравлічної схеми універсального стенда для випробувань гідроапаратів та вибору елементів для її реалізації в першу чергу необхідно визначити діапазон зміни робочих параметрів досліджуваних гідроапаратів. Вибір значення номінального тиску в гідросистемі та діаметри умовного проходу гідроапаратів d_y проводять з їх номінального ряду. Згідно сучасної тенденції розвитку гідравлічних систем та гідроапаратів їх слід проектувати на тиск, який лежить в межах 30 ... 40 МПа. В середині цього діапазону тисків знаходиться тиск 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_y та його типу. Для встановлення діапазону зміни витрати, за каталожними даними, нами було проаналізовано залежність номінальної витрати від d_y для гідроапаратів різних типів, табл. 1.

Таблиця 1 – Витрата у гідроапараті залежно від діаметра умовного проходу

d_y *, мм	6	10	16	20	32
$q_{\text{сер}}$, л/хв.	12,5 ... 30	32,0 ... 100	63 ... 120,0	63,0 ... 250,0	250,0 ... 700,0

Враховуючи тенденцію до мініатюризації гідроапаратів, приймаємо, що номінальний тиск проектованої гідросистеми стенда для випробування гідроапаратів повинен становити 32 МПа, а видаток – 250,0 л/хв.

Питанням математичного опису робочих процесів, що відбуваються у об'ємних гідроагрегатах, в тому числі і стендів для випробування гідроапаратів, присвячено достатньо велика кількість робіт таких учених, як Т. М. Бапти, М. С. Гамініна, С. О. Єрмакова, Г. Й. Зайончковського, Б. Л. Коробочкіна, В. А. Леценка, З. Я. Лур'є, К. Л. Навроцького, В. М. Прокоф'єва, Д. М. Попова, О. М. Склярєвського, В. Б. Струтинського, З. Л. Фінкельштейна, Е. М. Хаймовича, О. М. Яхна, та інших. В їх роботах розглянуті фундаментальні основи побудови математичних моделей об'ємних гідроагрегатів та їх елементів. Інформація щодо побудови математичної моделі універсального стенда для випробування гідроапаратів в науково-технічній літературі відсутня. Таким чином, побудова математичної моделі такого стенду, яка є підґрунтям для підвищення точності визначення характеристик гідроапаратів, є актуальною науково-технічною задачею. В зв'язку з цим була поставлена задача розробити математичну модель універсального, енергоефективного стенда для випробування гідроапаратів.

Математична модель гідравлічної системи стенда. Її розробляли за його гідравлічною схемою, рис. 1.

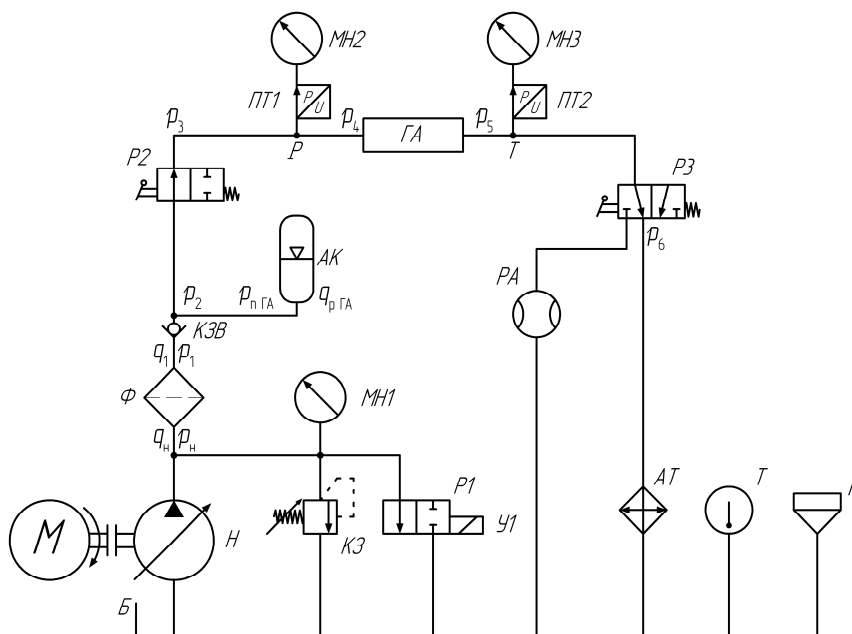


Рис. 1 – Принципова гідравлічна схема універсального стенда для випробування гідроапаратів:

Б – бак; Н – насос; Ф – фільтр; КЗВ – зворотний клапан; КЗ – запобіжний клапан; Р1, Р2, Р3 – гідророзподільники; У1 – електромагніт; МН1, МН2, МН3 – манометри; АК – гідропеневмоакумулятор; ПТ1, ПТ2 – датчики тиску; ГА – гідроапарат, що досліджується; РА – витратомір; АТ – теплообмінник; Т – термометр; Г – заливочна горловина.

Математичний опис процесів, що відбуваються в гідравлічних 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 є несталим [14]. Декомпозиція гід-

равлічних систем на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях. При її розробці приймали наступні припущення:

- гідророзподільники – ідеальні: їх перекриття нульове; радіальний зазор, перетоки робочої рідини і опір внутрішніх каналів настільки малий, що ними можна знехтувати;
- товщина стінок трубопроводів та каналів, яка визначена з умови їх міцності, достатньо велика; це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску. Корпуса гідроапаратів – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об'ємної пружності робочої рідини;
- довжина трубопроводів мала, а їх діаметр однаковий та у порівнянні з довжиною великий; це дозволяє знехтувати хвилюваними процесами, що відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками трубопроводів, на яких відбувається формування профілів швидкостей;
- у гідравлічній системі стенда відсутня кавітація – $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів робочої рідини, а також відсутні резонанс, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності робочої рідини. Швидкість звуку в робочій рідині, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху в ній. Вважаємо робочу рідину ньютонівською, а її течію – ізотермічною;
- розглядаємо моделі у зосереджених параметрах.

Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних пристроях 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 [15]. При моделюванні робочих процесів у гідросистемі стенда 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 [16] 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 [17]. Таким чином далі розглядаємо бульбашкову, згідно класифікації [18], 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 [19].

Модуль пружності робочої рідини у гідросистемі з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю [20]:

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

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

Розглянемо математичний опис кожного елемента окремо. Зазначимо, що на рис. 1 і далі літерами P і T , відповідно, позначено підвод і злив робочої рідини.

Математична модель насоса. У якості насоса нами був вибраний аксіально-поршневий насос з ручним регулюванням типу НАР-224/32, який забезпечує тиск 32 МПа і витрату в діапазоні від 0 до 280 л/хв., рис. 2.

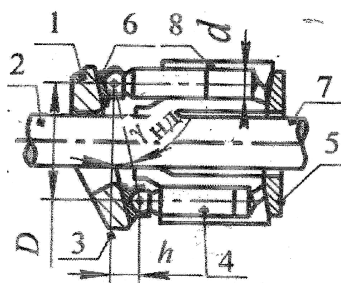


Рис. 2 – Аксіально-поршневий насос: 1 – похилий диск; 2, 7 – вал; 3 – положення похилого диска при нульовій подачі; 4 – поршень; 5 – розподільчий диск; 6 – під'ятник; 8 – блок циліндрів.

Миттєва подача на виході з насоса визначається згідно рівняння [21]

$$q_n(t) = A_n r \omega \operatorname{tg} \gamma_{\text{HD}} \sum_{i=1}^{n_n} \sin \varphi_i, \quad (2)$$

де A_n – площа поршня; D – діаметр кола ротора, на якому розташовані центри поршнів; ω – частота обертання вала насоса, рад/с; γ_{HD} – кут нахилу шайби; φ – кут обертут ротора від нейтрального положення, $\varphi = \omega t$; n_n – кількість циліндрів, які з'єднані в поточний момент з порожнинами нагнітання.

Середня теоретична подача насоса визначається з рівняння [22]

$$q_{\text{сер.т.н}} = \frac{D A_n \operatorname{tg} \gamma_{\text{HD}} z n}{10^3}, \text{ л/хв.}, \quad (3)$$

де z – кількість поршнів ($z = 20$); n – кількість обертів ротора за хвилину; D використовується в см; A_n – в см².

Зазначимо, що конструктивним виконанням аксіально-поршневого регулюемого насоса типу НАР 74 передбачено ручне регулювання подачі від нуля до номінальної, яке здійснюється шляхом зміни кута нахилу шайби γ_{HD} . Кое-

фіцієнт нерівномірності подачі насоса $\delta_{\text{т.н}} = 5/z^2$.

Математична модель фільтра (10/35/500 фірми Eaton Vickers) складається з двох рівнянь:

– перепаду тиску [22]

$$\Delta p_{\phi} = p_n - p_1 = \frac{\mu_t q_1}{k_{\phi} A_{\phi}}, \quad (4)$$

де p_n і p_1 – відповідно тиск на вході і виході фільтра; μ_t – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, 0,1 Па·с; k_{ϕ} – коефіцієнт фільтра, який залежить від тонкості фільтрації робочої рідини і визначається з табл. 5.10 [22], л/см²; A_{ϕ} – площа фільтра, см²;

– нерозривності

$$q_n = q_1. \quad (5)$$

де q_n і q_1 – відповідно витрати на виході і вході фільтра.

Математична модель запобіжного клапана непрямої дії. Принцип дії запобіжного клапана непрямої дії,

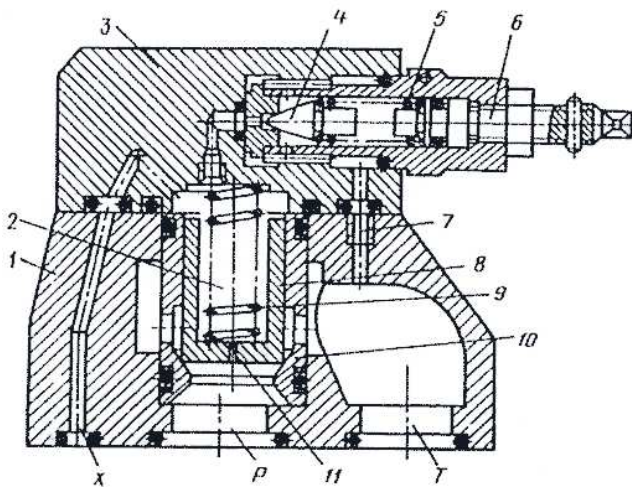


Рис. 3 – Запобіжний клапан МКПВ32/3С46:

1 – корпус; 2 – порожнина основного клапана; 3 – корпус керуючого клапана; 4 – ЗРЕ керуючого клапана 3; 5, 9 – пружини; 6 – гвинт; 7 – канал; 8 – ЗРЕ основного клапана; 10 – гільза; 11 – дросель в ЗРЕ 8; x – сигнал керування (розвантаження).

– руху ЗРЕ основного клапана 8

$$m_{\text{п ЗРЕ 8}} \ddot{x}_{\text{ЗРЕ 8}} = A_{\text{ЗРЕ 8}} [p_n - p_{\text{пор 2}}(t)] - F_{\text{ЗРЕ 8 гд}}(t) - F_{\text{ЗРЕ 8 пр}}(t) - F_{\text{ЗРЕ 8 тр}}(t); \quad (6)$$

– витрати робочої рідини через основний клапан 8

$$q_{\text{ЗРЕ 8}}(t) = q_{\text{ш ЗРЕ 8}}(t) - q_{\text{кер ЗРЕ 8}}(t) + q_{\text{ст ЗРЕ 8}}(t); \quad (7)$$

– руху ЗРЕ керуючого клапана 4 (нехтуючи силою тертя)

$$m_{\text{ЗРЕ 4}} \ddot{x}_{\text{ЗРЕ 4}} = A_{\text{ЗРЕ 4}} [p_{\text{пор 2}}(t) - p_{\text{зл}}] - F_{\text{ЗРЕ 4 гд}}(t) - F_{\text{ЗРЕ 4 пр}}(t); \quad (8)$$

– витрати робочої рідини через керуючий клапан 3

$$q_{\text{кер кл 3}}(t) = A_{\text{ЗРЕ 4}} \dot{x}_{\text{ЗРЕ 4}} + q_{\text{др 11}}(t); \quad (9)$$

а також з обмеження переміщення ЗРЕ основного клапана і керуючого клапана:

$$0 < x_{\text{ЗРЕ 8}}(t) \leq x_{\text{ЗРЕ 8 max}} \quad \text{і} \quad 0 < x_{\text{ЗРЕ 4}}(t) \leq x_{\text{ЗРЕ 4 max}}, \quad (10)$$

де $x_{\text{ЗРЕ 8 max}}$ і $x_{\text{ЗРЕ 4 max}}$ – відповідно максимальне переміщення ЗРЕ основного і керуючого клапана.

У рівнянні (6) $x_{\text{ЗРЕ 8}}$ – переміщення ЗРЕ основного клапана; $A_{\text{ЗРЕ 8}} = \pi d_{\text{ЗРЕ 8}}^2 / 4$ – площа ЗРЕ основного клапана; $d_{\text{ЗРЕ 8}}$ – діаметр ЗРЕ основного клапана; $m_{\text{п ЗРЕ 8}}$ – приведена до ЗРЕ основного клапана маса всіх рухомих частин, яка визначається за залежністю

$$m_{\text{п}} = m_{\text{зрє}} + m_{\text{пр}} / 3, \quad (11)$$

де $m_{\text{зрє}}$ – маса запірно-регулюючого елемента; $m_{\text{пр}}$ – маса пружини; $F_{\text{ЗРЕ 8 тр}}(t)$, $F_{\text{ЗРЕ 8 пр}}(t)$ – сили тертя і пружини, які визначаються за залежностями:

$$F_{3PE\ 8\ TP}(t) = F_{TP0}(t) \operatorname{sign} \dot{x}_{3PE} + F_{TPV}(t), \quad (12)$$

$F_{TP0}(t)$ і $F_{TPV}(t)$ – сили сухого і рідинного тертя; $\operatorname{sign} \dot{x}_{3PE}$ – функція Кронекера від \dot{x}_{3PE} ;

$$F_{3PE\ 8\ ПР}(t) = c_{ПР} [x_{3PE}(t) + x_0], \quad (13)$$

x_0 – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на ЗРЕ; $c_{ПР}$ – коефіцієнт жорсткості пружини;

гідродинамічна сила [14]

$$F_{3PE\ 8\ ГД}(t) = -c_{ГД}(t)x_{3PE}(t) - k_{ін}(t) \frac{d}{dt} x_{3PE}(t), \quad (14)$$

$$c_{ГД}(t) = \mu_{н\ га} [\operatorname{Re}, x_{3PE}(t)] b_{вік} \Delta p_{ш}(t) \cos \theta_n; \quad (15)$$

$$k_{ін}(t) = \rho \Delta l \mu_{н\ га} [\operatorname{Re}, x_{3PE}(t)] b_{вік} \sqrt{|\Delta p_{ш}(t)|} / \rho, \quad (16)$$

$\mu_{н\ га} [\operatorname{Re}, x_{3PE}(t)]$ – коефіцієнт витрати гідроапарата залежно від числа Рейнольдса Re і $x_{3PE}(t)$; $b_{вік}$ – сумарна ширина вікон клапана; $\Delta p_{ш}(t)$ – перепад тиску у дроселюючій щілині клапана; θ_n – кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента; ρ – густина робочої рідини; Δl – різниця відстаней між каналами підводу та відводу робочої рідини.

У рівняння витрати робочої рідини через основний клапан (7) входять:

– витрата через щілину основного клапана

$$q_{ш\ 3PE\ 8}(t) = \mu_{3PE\ 8} (\operatorname{Re}, x_{3PE\ 8}) \pi d_{3PE\ 8} x_{3PE\ 8}(t) \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_n(t) - p_{зл}]}, \quad (17)$$

де $\mu_{3PE\ 8} (\operatorname{Re}, x_{3PE\ 8})$ – коефіцієнт витрати основного клапана; $d_{3PE\ 8}$ – діаметр ЗРЕ основного клапана; α – кут сидла основного клапана;

– витрата через дросель ІІ

$$q_{др}(t) = \mu_{др} (\operatorname{Re}) A_{др} \sqrt{2[p_n(t) - p_{пор\ 2}(t)]} / \rho, \quad (18)$$

де $\mu_{др} (\operatorname{Re})$ – коефіцієнт витрати дроселя; $A_{др}$ – площа дроселя ІІ;

– витрата стискування

$$q_{ст\ 3PE\ 8}(t) = \frac{W}{E_{ПР}(t)} \frac{d p_n(t)}{dt}, \quad (19)$$

де W – об'єм робочої рідини в камерах клапана при середньому положенні ЗРЕ; $p_n(t)$ – тиск у гідросистемі.

У рівнянні (8) $m_{3PE\ 4}$ – це маса ЗРЕ керуючого клапана; $x_{3PE\ 4}$ – переміщення ЗРЕ керуючого клапана; $A_{3PE\ 4} = \pi d_{3PE\ 4}^2 / 4$ – площа перерізу ЗРЕ керуючого клапана; $d_{3PE\ 4}$ – діаметр ЗРЕ керуючого клапана; $F_{3PE\ 4\ ПР}(t)$ і $F_{3PE\ 4\ ГД}(t)$ – відповідно, сили пружини і гідродинамічна для керуючого клапана, які визначаються за залежностями, аналогічним (13) і (14).

Трубопроводи. Зазначимо, що діаметр трубопроводу дорівнював максимальному діаметру умовного проходу гідроапарата, який досліджувався, тобто $d_{y\ T} = 32$ мм. При розрахунку простого трубопроводу постійного перетину середні сумарні втрати тиску $h_{сер}^{\Sigma}$ знаходять з рівняння Бернуллі, вважаючи $\alpha_1 = \alpha_2$ і скорочуючи швидкісні тиски [23]:

$$h_{сер}^{\Sigma} = \Delta z + k q_{сер}^m, \quad (20)$$

де $\Delta z = z_2 - z_1$ – геометрична висота, на яку підіймається рідина в процесі руху по трубопроводу; $q_{сер}$ – середня витрата рідини через трубопровід; k – коефіцієнт; m – показник степеня.

Значення коефіцієнта k і показника степеня m залежать від режиму течії. Для ламінарного режиму течії у разі заміни місцевих опорів еквівалентними довжинами середні сумарні гідравлічні втрати становитимуть

$$h_{сер}^{\Sigma} = \frac{128 \nu_t (l + l_{екв}) q_{сер}}{\pi g d_T^4}.$$

Таким чином, для такої течії

$$k = (128 \nu_t (l + l_{екв}) / \pi g d_{y\ T}^4), \quad m = 1. \quad (21)$$

Для турбулентного режиму, виражаючи середню швидкість через середню витрату, маємо

$$h_{\Sigma}^{\Sigma} = \left(\Sigma \xi + \lambda_t \frac{l}{d_t} \right) \frac{16 q_{\Sigma}^2}{2 g \pi^2 d_t^4}.$$

Отже, для турбулентного режиму течії

$$k = \left(\Sigma \xi + \lambda_t \frac{l}{d_t} \right) \frac{8}{g \pi^2 d_t^4}, \quad m = 2. \quad (22)$$

В формулах (21) – (22) позначено: l і $l_{\text{екв}}$ – відповідно довжина і еквівалентна місцевим опорам довжина трубопроводу; g – прискорення вільного падіння; $d_{\text{ут}}$ – діаметр трубопроводу; ν_t – кінематична в'язкість робочої рідини; $\Sigma \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих втрат; λ_t – коефіцієнт місцевих втрат на тертя. Причому значення $\Sigma \xi$ і λ_t визначають з довідникової літератури з гідравліки, наприклад [23].

Математична модель зворотного клапана, рис. 4. Він забезпечує вільний рух робочої рідини по трубопроводу тільки в одному вибраному напрямку. При зміні напрямку потоку робочої рідини клапан закривається і перепад тиску у припиняється.

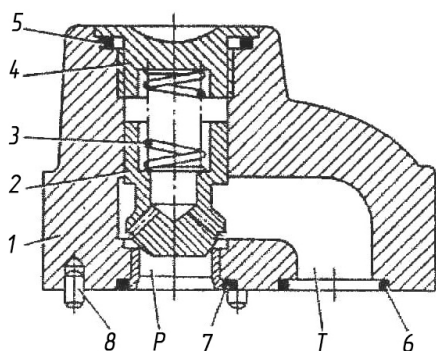


Рис. 4 – Схема зворотного клапана МКО 32/32:

1 – корпус; 2 – клапан; 3 – пружина;
4 – пробка; 5, 6, 7 – гумові ущільнюючі
кільця; 8 – штифт.

Математична модель робочого процесу зворотного клапана описується такими рівняннями:

– витрати на його виході залежно від напрямку руху робочої рідини

$$q_{\text{звк}} = \begin{cases} 0, & \text{при зворотному русі;} \\ q_{\text{звк}}, & \text{при прямому русі,} \end{cases} \quad (23)$$

де $q_{\text{звк}}$ – витрата через зворотний клапан, яка розраховується за залежністю (4.28), в яку підставляють значення перепаду тиску на зворотному клапані та його конструктивні параметри;

– переміщення ЗРЕ зворотного клапана

$$x_{\text{звк}} = \begin{cases} 0, & \text{при зворотному русі;} \\ x_{\text{звк max}}, & \text{при прямому русі,} \end{cases} \quad (24)$$

де $x_{\text{звк}}$ і $x_{\text{звк max}}$ – відповідно змінне і максимальне переміщення ЗРЕ зворотного клапана.

Математична модель гідророзподільника. Використовуємо гідророзподільники з електричним та ручним керуванням, тип керування на рис. 5 не показано. Застосовуємо гідророзподільники, виконані згідно 574 схеми: з ручним керуванням – 1Р_н323ФВ та з електричним керуванням – 1Р323. При розрахунку гідророзподільника важливо визначити силу керування, яка переміщує його ЗРЕ з нейтрального положення у робоче. У загальному випадку ця сила визначається з нерівності

$$F_{\text{ГР кер}}(t) \geq m \ddot{x}_{\text{ГР зре}} + F_{\text{ГР пр } \Sigma}(t) + F_{\text{ГР гд}}(t) + F_{\text{ГР тр}}(t), \quad (25)$$

де $m \ddot{x}_{\text{ГР зре}}$ – сила інерції; $F_{\text{ГР пр } \Sigma}(t)$, $F_{\text{ГР гд}}(t)$ і $F_{\text{ГР тр}}(t)$ – відповідно сили пружин, визначається за формулою (16), гідродинамічна, визначається за формулою (17), і тертя, визначається за формулою (15).

Тобто сила, яку розвиває електромагніт гідророзподільника $P1$, повинна бути більшою за $F_{\text{ГР кер}}(t)$. При визначенні сили інерції треба мати на увазі, що час спрацювання сучасних гідророзподільників з електричним керуванням знаходиться у діапазоні від 0,01 до 0,2 с. Розрахунок витрати через гідророзподільник, за умови знаходження його ЗРЕ не в нульовому положенні (в нульовому положенні $q_{\text{ГР}}(t) = 0$), проводиться за залежністю

$$q_{\text{ГР}}(t) = \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}) A_{\text{ГР}} \sqrt{2 |\Delta p_{\text{вік}}(t)| / \rho}, \quad (26)$$

де $\mu_{\text{ГР}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати гідророзподільника; $A_{\text{ГР}}$ – площа перерізу робочого вікна; $\Delta p_{\text{вік}}(t)$ – перепад тиску на робочому вікні гідророзподільника.

Математична модель гідропневмоакумулятора. Розглядаємо гідропневмоакумулятор типу АР 300 Р 350

С 350 [24]. Запишемо його математичну модель частково використовуючи методику, наведену в роботі [25]. Вона складається з рівнянь та обмежень:

– зміни об'єму рідини, що надходить до гідропневмоакумулятора

$$W_{\Gamma A}(t) = A_{\Pi \Gamma A} y_{\Pi \Gamma A}(t); \quad (27)$$

– рівноваги сил, що діють на поршень гідропневмоакумулятора

$$m_{\Pi \Gamma A} \ddot{y}_{\Pi \Gamma A} = A_{\Pi \Gamma A} \Delta p_{\Pi \Gamma A}(t) - k_{\Pi \Gamma A} \dot{y}_{\Pi \Gamma A} - F_{\Pi \Gamma A 0} \text{sign } \dot{y}_{\Pi \Gamma A} - c_{\Gamma} y_{\Pi \Gamma A}; \quad (28)$$

– рівняння стиску рідини в порожнині гідропневмоакумулятора

$$\frac{dp_{\Pi \Gamma A}}{dt} = \frac{E_{\Pi \Gamma A}(t)}{W_{\Pi \Gamma A} + A_{\Pi \Gamma A} y_{\Pi \Gamma A}} q_{\Pi \Gamma A}; \quad (29)$$

– обмеження переміщення поршня гідропневмоакумулятора

$$0 \leq y_{\Pi \Gamma A} \leq y_{\Pi \Gamma A \max}; \quad (30)$$

– зміни тиску газу в гідропневмоакумуляторі

$$\frac{dp_{\Gamma \Gamma A}}{dt} = \frac{dW_{\Gamma \Gamma A}}{dt} \frac{p_{\Gamma \Gamma A} + p_{\text{ат}}}{W_{\Gamma \Gamma A}} + \frac{p_{\Gamma \Gamma A}}{T_{\Gamma \Gamma A}} \frac{dT_{\Gamma \Gamma A}}{dt}. \quad (31)$$

В рівняннях (27) – (31) позначено: $W_{\Gamma A}$, $W_{\Pi \Gamma A}$ і $W_{\Gamma \Gamma A}$ – об'єм та мертвий об'єм рідини і об'єм газу в порожнинах гідропневмоакумулятора, відповідно; $A_{\Pi \Gamma A}$, $y_{\Pi \Gamma A}$ і $y_{\Pi \Gamma A \max}$ – площа поршня гідропневмоакумулятора і його змінне та максимальне значення переміщення, відповідно; $m_{\Pi \Gamma A}$ – маса поршня гідропневмоакумулятора разом з приєднаною до неї рідиною, яку розраховують за залежністю

$$m_{\Pi \Gamma A} = m_{\Pi \Gamma A} + m_{\Pi \Gamma}, \quad (32)$$

де $m_{\Pi \Gamma A}$ – маса поршня гідропневмоакумулятора; $m_{\Pi \Gamma}$ – приведена до поршня гідропневмоакумулятора маса рідини, яку розраховують з умови рівності кінетичної енергії за залежністю, наведеною у роботі [26], що представляли у вигляді

$$m_{\Pi \Gamma} = \frac{\rho y_{\Pi \Gamma A} q_{\Pi \Gamma A}^2}{A_{\Pi \Gamma A} \dot{y}_{\Pi \Gamma A}^2}, \quad (33)$$

$y_{\Pi \Gamma A}$ – середня висота стовпа рідини у гідропневмоакумуляторі; $\Delta p_{\Pi \Gamma A}$ – зміна тиску в гідравлічній порожнині гідропневмоакумулятора; $F_{\Pi \Gamma A 0}$ і $k_{\Pi \Gamma A}$ – відповідно сила тертя спокою в ущільненнях і коефіцієнт в'язкого тертя; $q_{\Pi \Gamma A}$ – витрата рідини, що надходить до гідропневмоакумулятора; $p_{\Gamma \Gamma A}$ і $p_{\text{ат}}$ – відповідно тиск в газовій порожнині гідропневмоакумулятора і атмосферний; $T_{\Gamma \Gamma A}$ – температура газу в гідропневмоакумуляторі; c_{Γ} – коефіцієнт динамічної в'язкості газу, який визначається за формулою [27]

$$c_{\Gamma} = \frac{(p_{\Gamma \Gamma A} + p_{\text{ат}}) n A_{\Pi \Gamma A}^2}{W_{\Gamma \Gamma A}}, \quad (34)$$

n – показник термодинамічного процесу, $n = 1, 3$.

Наведені вище математичні моделі окремих елементів універсального стенда для випробувань гідроапаратів дозволяє скласти його математичну модель з урахуванням максимальної кількості факторів.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають, що перспективним напрямком подальшого удосконалення універсального стенда для випробувань гідроапаратів є підвищення його енергоефективності та зменшення собівартості, що може бути вирішено шляхом проведення комплексних аналітично-розрахункових досліджень гідравлічних систем стенда, побудованих за різними концепціями. А саме, порівняння з економічною ефективністю від застосування стенда, гідравлічна система якого містить насос з електродвигуном з частотним регулюванням подачі та гідроакумулятор, декілька насосів з постійною подачею та гідроакумулятор, насос з постійною подачею та гідроакумуляторну станцію.

Висновки. Таким чином, в даній статті обґрунтовано діапазон зміни робочих параметрів сучасних гідроапаратів. Розроблена гідравлічна система універсального, енергоефективного стенда для випробувань гідроапаратів різних типів у широкому діапазоні зміни їх конструкції та робочих параметрів. Проведений вибір гідравлічних елементів та пристроїв для її реалізації. Вперше отримана, з урахуванням максимальної кількості факторів, математична модель цього стенда, яка дозволяє визначити робочі характеристики гідроапаратів, скоротити час їх проектування.

Список літератури: 1. Кулешков Ю. В., Черновол М. И., Бевз О. В., Титов Ю. А. Шестеренные насосы с ассиметричной линией зацепления шестерен. Теория, конструкция и расчет. – Кировоград : «КОД», 2009 – 257 с. 2. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Тенденции развития объемных гидроприводов // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2013. – № 3 (41). – С. 3 – 12. 3. Финкельштейн З. Л., Палюх А. П. Малогабаритные высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2013 – № 1 (39). – С. 16 – 20. 4. ДСТУ 3073-95. Гідроапаратура. Правила приймання і методи випробування. (ГОСТ 20245-95. Гідроапаратура. Правила приемки и методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов. 1995. – 41 с.). 5. ДСТУ 28971-91. Гідропривід об'ємний. Сервоапарати. Методи випробування. (ГОСТ 28971-91. Гідропривод объемный. Сервоаппараты. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов. 1991. – 19 с.). 6. Гидравлическое оборудование. Каталог РУП «ГСКТБ ГА» – Режим доступа : <http://www.gsktb.com>. – Дата обращения : 18 марта 2016. 7. Стенды для испытаний гидроагрегатов ПО «СТЕНДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ». – Режим доступа : <http://data-stend.ru/stend/gidros>. – Дата обращения : 18 марта 2016. 8. ООО «ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ» – Режим доступа : <http://hydraulicsystem.ru-stend-regulirugushhej-gidroapparatury>. – Дата обращения : 18 марта 2016. 9. Стенд Уральского инженерингового центра. Режим доступа : <http://www.sheltec.ru/servostend>. – Дата обращения : 18 марта 2016. 10. Свинаренко М. С., П. М. Андренко Математична модель стенда для випробувань гідроапаратів // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 25. – С. 49 – 58. 11. Андренко П., Лебедев А. Математическая модель стенда для испытания насоса // MOTROL. – Люблин, 2011. – Т. 13 С. – С. 200 – 210. 12. Анодин А. М., Бодров В. В., Устюгов М. Н. Математическая модель стенда гидравлических испытаний баллонов // Вестник ЮУрГУ. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. – Челябинск: ЮуРГУ, 2006. № 4 – С. 49 – 52. 13. Ульянов М. В. Повышение эффективности стенда испытаний объемных гидравлических машин вращательного действия : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Ульянов Михаил Валерьевич. – Ростов-на-Дону, 2012. – 19 с. 14. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с. 15. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособие / Трофимов В. А., Яхно О. М. [и др.]. – К.: НТУУ «КПІ», 2009. – 184 с. 16. Струтинский В. Б., Тихенко В. М. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів : монографія. – Одеса : Астопринт, 2009. – 456 с. 17. Свешников В. К. Станочные гидроприводы : справочник. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с. 18. Евтушенко А. А., Колисниченко Э. В., Сапожников С. В. Турбомашин для перекачивания газожидкостных смесей // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45 – 49. 19. Лурье З. Я., Федоренко И. М. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости // MOTROL, 2012. – № 12 С. – С. 10 – 25. 20. Данилов Ю. А., Кирилловский Ю. Л., Колпак Ю. Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 21. Кононенко А. П. Об'ємні гідравлічні машини гідроприводів. – Донецьк : ДВНЗ «ДонНТУ», 2011. – 292 с. 22. Объемные гидравлические приводы / Башта Т. М., Зайченко И. З., Срмаков В. В. [и др.]; под ред. Т. М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с. 23. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки : навч. посібн. / В. П. Боcharов, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський [та ін.]. К.: НАУ, 2011 – 472 с. 24. Гидроаккумуляторы серии AP CE(PED). – Режим доступа : <http://m-impex.com/UserFiles/F> – Дата обращения : 23 марта 2016. 25. Токаренко В. М., Терских В. З., Столяров А. Л. Гидропривод и гидрооборудование транспортных средств : учеб. пособ. – К.: Лыбидь, 1991. – 232 с. 26. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с. 27. Пневматический упругий элемент с резинокордной оболочкой – Режим доступа : <http://leksii.com/3-11262.html> – Дата обращения : 23 марта 2016.

References: 1. Kuleshkov, Yu. V., Chernovol, M. I., Bevz, O. V. and Titov Yu. V. *Shesterennyye nasosy s assymetrichnoy liniyey zatsepleniya sheshter. Teoriya, konstruktziya i raschet* [Gear pumps with asymmetrical coupling of gears. Theory, design and calculation]. Kirovograd, «KOD» Publ., 2009. 257 p. 2. Andrenko, P. N. and Lurye, Z. Ya. *Tendentsii razvitiya obyemnykh gidroprivodov* [Tendency of volume hydraulic valves development]. *Promyslova gidravlika i pnevmatyka* [Industrial Hydraulics and Pneumatics]. Vinnitsya: VNAU, 2013, no. 3 (41), pp. 3–12. 3. Finkelshstein, Z. L. and Palyukh, A. P. *Malogabaritnyye vysokomomentnyye planetarnyye gidromotory s plavayushchimi satelлитami* [Compact high-torque planetary hydraulic motors with floating satellites]. *Promyslova gidravlika i pnevmatyka* [Industrial Hydraulics and Pneumatics]. Vinnitsya, VNAU, 2013, no. 1 (39), pp. 16–20. 4. *DSTU 3073-95. Gidroapparatura. Pravyla pryimannya i metody vyprobuivannya. (GOST 20245-95. Gidroapparatura. Pravila priyemki i metody ispytaniy.* [State Standard 20245-95. Hydraulics. Acceptance rules and test methods]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1995, 41 p.). 5. *DSTU 28971-91. Gidropriivod ob'yemnyy. Servoapparaty. Metody vyprobuivannya. (GOST 28971-91. Gidropriivod obyemnyy. Servoapparaty. Metody ispytaniy.* [State Standard 28971-91. Volume hydraulic valve. Servoapparaty. Test methods]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1991, 19 p.). 6. *Gidravlicheskiye oborudovaniye. Katalog RUP «GSKTB GA»* [Hydraulic equipment. Catalog RUP "GSKTB GA"]. Available at: <http://www.gsktb.com>. (accessed 18.03.2016). 7. *Stendy dlya ispytaniy gidroagregatov PO «STENDOVYE OBOURODOVANIYE».* [Testing benches for testing hydraulic valves "Bench equipment"]. Available at: <http://data-stend.ru/stend/gidros>. (accessed 18.03.2016). 8. *ООО «ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ»* ["Hydraulic systems" Ltd]. Available at: <http://hydraulicsystem.ru-stend-regulirugushhej-gidroapparatury>. (accessed 18.03.2016). 9. *Stend Uralskogo inzheneringova tsentra.* [Bench of the Ural Engineering Center]. Available at: <http://www.sheltec.ru/servostend>. (accessed 18.03.2016). 10. Svinarenko, M. S. and Andrenko, P. M. *Matematychna model' stenda dlya vyprobuivann' gidroapparativ* [Mathematic model of hydraulic valve testing bench]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI", 2010, no. 25, pp. 49–58. 11. Andrenko, P. and Lebedev, A. *Matematicheskaya model' stenda dlya ispytaniya nasosa* [Mathematic model of pump testing bench]. *MOTROL*. Lublin, 2011, vol. 13 C, pp. 200–210. 12. Anodin, A. M., Bodrov, V. V. and Ustyugov, M. N. *Matematicheskaya model' stenda gidravlicheskiy ispytaniy ballonov* [Mathematic model of bench for hydraulic tanks testing]. *Vestnik YuUrGU. Seriya: Kompyuternyye tekhnologii, upravleniye, radioelektronika* [Bulletin of the SSU. Ser.: Computer technologies, control, radioelectronics]. Chelyabinsk, YuurGU Publ., 2006, no. 4, pp. 49–52. 13. Uliantsev, M. V. *Povysheniye effektivnosti stenda ispytaniy obyemnykh gidravlicheskiy mashin vrashchatelnogo deystviya: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.02.02* [Improving efficiency of bench for testing volume rotary hydraulic valves. Abstract of a thesis cand. eng. sci. deg. diss. 05.02.02]. Rostov-na-Donu, 2012, 19 p. 14. Popov, D. N. *Dinamika i regulirovaniye gidro- i pnevmosistem : uchebnyk dlya vuzov* [Dynamics and control of hydraulic and pneumatic systems: textbook for institutes]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 464 p. 15. Trofimov, V. A. and Yakhno, O. M. *Rabochiye zhidkosti sistem gidroprivoda: ucheb. posobiye* [Working fluid of hydraulic valve system: coursebook]. Kiev, NTUU "KPI" Publ., 2009. 184 p. 16. Strutynskyy, V. B. and Tikhenko, V. M. *Stokhastychni protsesy u gidropriivodakh verstativ : monografiya* [Stochastic processes in machine tool hydro drives: monograph]. Odesa, Astoprint Publ., 2009. 456 p. 17. Svechnikov, V. K. *Stanochnyye gidroprivody : spravochnik* [Machine hydro drives: reference book]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1995. 448 p. 18. Evtushenko, A. A., Kolisnichenko, E. V. and Sapozhnikov, S. V. *Turbomashiny dlya perekachivaniya gazozhidkostnykh smesey* [Turbomachines for pumping gas-liquid mixtures]. *Visnik SumDU* [Bulletin of the SSU]. 2004, no. 13 (72), pp. 45–49. 19. Lur'y, Z. Ya. and Fedorenko, I. M. *Issledovaniye rabochego protsessa mekhatronnogo gidroagregata sistemy smazki metallurgicheskogo oborudovaniya s uchetoм kharakteristik dvukhfaznoy zhidkosti* [Studying the workflow of metallurgical equipment lubrication system mechatronic hydro machine taking into account two-phase fluid]. *MOTROL*, 2012, no. 12 S, pp. 10–25. 20. Danilov, Yu. A., Kirillovskiy, Yu. L. and Kolpakov, Yu. G. *Apparatura ob'yemnykh gidroprivodov: Rabochiye protsessy i kharakteristiki* [Volume hydro drive equipment: workflows and characteristics]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1990. 272 p. 21. Kononenko, A. P. *Ob'yemni gidravlichni mashyny gidropriivodiv* [Volume hydro machines of hydro drives]. Donetsk, DVNZ "DonNTU" Publ., 2011. 292 p. 22. Bashta, T. M., Zaychenko, I. Z. and Yermakov, V. V. *Obyemnyye gidravlicheskiye privody* [Volume hydro drives]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1968. 628 p. 23. Bocharov, V. P., Glazkov, M. M. and Zayonchkovskiy, G. Y. *Gidravlika ta gidropnevmoпрystroyi aviatsiynoyi tekhniki : navch. posibn.* [Hydraulics and hydro pneumatic units in aircraft industry: coursebook]. Kiev, NAU Publ., 2011. 472 p. 24. *Gidroakkumulyatory seriyi AR SE(PED).* [Hydraulic accumulator type AP CE(PED)]. Available at: <http://m-impex.com/UserFiles/F>. (accessed 23.03.2016). 25. Tokarenko, V. M., Terskiy, V. Z. and Stolyarov, A. L. *Gidropriivod i gidrooborudovaniye transportnykh sredstv : ucheb. posob.* [Hydro drives and hydro equipment for vehicles: coursebook]. Kyiv, Lybid' Publ., 1991. 232 p. 26. Navrotsky, K. L. *Teoriya i proyektirovaniye gidro- i pnevmopriivodov : uchebnyk dlya vuzov* [The-

ory and design of hydro/pneumatic drives: textbook for institutes]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1991. 384 p. **27.** *Pnevmaticheskiy uprugiy element s rezinokordnoy obolochkoy* [Pneumatic elastic rubber cord covered element] – Available at: <http://lektsii.com/3-11262.html>. (accessed 23.03.2016).

Надійшла (received) 06.04.2016

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Андренко Павло Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-61-28; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Андренко Павел Николаевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-61-28; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Andrenko Pavlo Mykolaevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (057) 707-61-28; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Погорелов Денис Сергійович – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (099) 087-41-56; e-mail: denis.pogorelov@mail.ru.

Погорелов Денис Сергеевич – студент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (099) 087-41-56; e-mail: denis.pogorelov@mail.ru.

Pogorelov Denis Sergeevich – Student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (099) 087-41-56; e-mail: denis.pogorelov@mail.ru.

Свинаренко Максим Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків; тел.: (096) 455-08-30; e-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm.

Свинаренко Максим Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков; тел.: (096) 455-08-30; e-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm

Svinarenko Maksim Sergeevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov; tel.: (096) 455-08-30; e-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm.

УДК 62-531.4

О. П. ГУБАРЕВ, О. В. ЛЕВЧЕНКО, А. В. КОРЧОВНИЙ

ДВОРІВНЕВА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДУ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ СТРУКТУРОЮ

Запропоновано дворівневу модель систем гідроприводу з паралельною структурою. Логічна складова моделі описує логічну взаємодію виконавчих пристроїв з урахуванням їх спрацювання в паралельних потоках. Функціональна складова визначає технологічні та експлуатаційні характеристики кожної операції, які є основою для визначення рівня енергоспоживання гідравлічної системи. Додатково розглянуто перспективи подальших досліджень в напрямку визначення та прогнозування енергоефективності системи.

Ключові слова: дворівнева модель, гідропривід, паралельна структура, енергоефективність.

Вступ. Основною задачею моделювання систем гідроприводу з паралельною структурою є розробка ефективних схем практичних систем з мінімальними енерговитратами в процесі експлуатації на основі прогнозування енергоспоживання за типом схемного рішення.

Розрахунок енерговитрат здійснюється за допомогою наступних характеристик:

- витрата робочої рідини системи;
- тиск робочої рідини системи;
- середня потужність системи за одиничний цикл;
- зміна середньоциклової потужності;
- споживана енергія системи.

Такий підхід дозволяє виконувати моделювання класу систем, що мають різні варіанти схем, фіксовані функції та кількість експлуатаційних дій, однакову послідовність їх виконання, розгалуження робочого циклу у вигляді паралельних гілок, які виконуються одночасно. У відповідності до структури системи виконавчий рівень є спільним для всіх представників класу по кількості виконавчих пристроїв, функціям та умовам експлуатації. Відмінними для них є схемні рішення та технічні засоби керуючого, логіко-інформаційного і енергетичного рівнів.

Аналіз останніх досліджень. Результуючі енергетичні характеристики гідравлічної системи залежать від гідравлічної схеми системи, від типу обладнання, яке використовується для реалізації цієї схеми, та від узгодженості параметрів приводів відповідно до експлуатаційного циклу роботи системи.

Розробка гідравлічних схем гідрофікованих машин і механізмів є однією з основних задач при їх проектуванні. Вирішення цієї задачі на сучасному етапі повинно передбачати проектування систем з підвищеними показниками енергетичної ефективності. Ця науково-технічна задача може бути вирішена шляхом розробки методик проектування, які базуються на прогнозуванні енергетичних витрат продовж часу експлуатації системи.

© О. П. Губарев, О. В. Левченко, А. В. Корчовний, 2016