

П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЄНКО, А. Ю. ЛЕБЕДЄВ

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ РУХУ

Проаналізовані схемні та конструктивні рішення, які впливають на енергоефективність сучасного промислового устаткування та машин. Наведено схему реалізацію перспективного електрогідравлічного мехатронного модуля руху та встановлено його структуру. Доведено, що енергоефективність електрогідравлічного мехатронного модуля руху значною мірою залежить від робочих та конструктивних параметрів його виконавчого механізму, а саме гідроциліндра. Розроблена методика оцінки енергоефективності гідроциліндра електрогідравлічного мехатронного модуля руху з різними конструктивними та робочими параметрами, яка може бути використана при енергетичній оцінці інших гідравлічних пристроїв.

Ключові слова: енергоефективність, мехатронний модуль руху, гідроциліндр, ефективна сила, діаметр гідроциліндра, тиск.

Вступ. Підвищення енергетичної ефективності сучасного промислового устаткування та машин є однією з основних тенденцій їх розвитку. Стосовно гідроприводів, які знайшли широке використання в таких машинах та устаткуванні, є використання мехатронних модулів руху [1]. Сучасний електрогідравлічний мехатронний модуль руху (ЕММР), який реалізує заданий алгоритм функціонування, крім електричного блоку керування і гідравлічного виконавчого механізму містить гідророзподільник (ГР) з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям встановленим у першому каскаді, безпосередньо біля виконавчого механізму, рис. 1 [2].

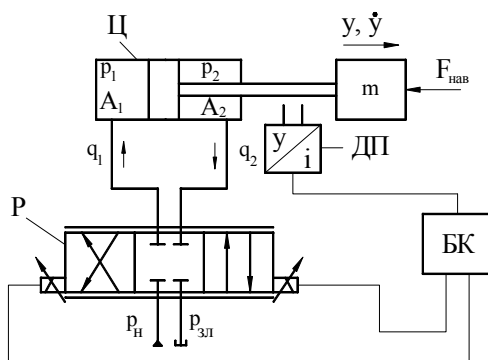


Рис. 1 – Схема ЕММР: Р – пропорційний гідророзподільник; Ц – гідроциліндр; ДП – датчик переміжень; БК – блок керування

Проведений в статті [3] аналіз факторів, які впливають на енергетичну ефективність систем гідроприводів дозволив встановити, що тільки підвищення енергетичної ефективності роботи гідравлічної частини устаткування або машини дозволить значно зменшити витрати на їх експлуатацію у цілому, що для промислових підприємств є вагомим чинником який дозволить зменшити енергоспоживання, заощадити значні кошти.

Аналіз літературних джерел. Проектування гідравлічних систем пристроїв базується на фундаментальних роботах С. І. Абрамова, Т. М. Башти, В. П. Бочарова, М. С. Гаминіна, О. П. Губарева, Г. Й. Зайончковського, З. Я. Лур'є,

Б. Л. Коробочкіна, О. Ф. Луговського, Г. А. Нікітіна, К. Л. Навроцького, Д. М. Попова, В. М. Прокоф'єва, В. Б. Струтинського, W. Mednisa, З. Л. Фінкельштейна, Ю. І. Чупракова, Е. М. Хаймовича та ін. В цих роботах, як і багатьох інших, наведені теоретичні основи розрахунку та проектування систем гідроприводів, насосів, гідроапаратури й інших гідравлічних пристроїв. Однак в цих роботах недостатньо уваги приділено підвищенню енергетичної ефективності гідравлічних систем та пристроїв, зокрема в них не розглядається ЕММР.

В науково-технічній літературі достатньо багато уваги приділяється питанням підвищення енергоефективності систем гідроприводів. Так в роботі [4] дані рекомендації щодо місця встановлення регулюючих гідроапаратів при дросельному способі регулювання швидкістю виконавчого механізму, збільшення жорсткості навантажувальної характеристики гідроприводу, визначення регіонального значення площі прохідного перетину регулюючого дроселя та ККД привода, використання пневмогідравлічного акумулятора і вибір його раціональних параметрів. Наведені математичні моделі гідроприводів. Велику увагу приділено гідроприводам з машинним регулюванням швидкості. Однак в даній роботі не розглядається ЕММР. Аналогічні питання розглядаються і в роботах [5, 6]. Для зменшення впливу гідролій, підвищення герметичності ряд провідних світових фірм пропанують використовувати апарати вкрутного монтажу на базі яких розробляти гідроблоки.

Слід зазначити, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини ЕММР, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри гідроциліндра (ГЦ), номінальне значення тиску живлення, вибирають з ряду відповідного ДСТУ, і приймають, що при його роботі відсутні: кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності робочої рідини. В статті [1] встановлено, що сучасні системи гідроприводів працюють в діапазоні тиску 10–32 МПа, причому при подальшому зростанні тиску ускладнюється конструктивне виконання окремих пристроїв гідроприводу та знижуються їх енергетичні

характеристики. Проведений нами аналіз науково-технічної літератури не виявив робіт в яких би розглядалися питання енергоефективності ЕММР.

Основна частина. Гідравлічна частина ЕММР містить ГЦ та встановлений безпосередньо біля нього ГР з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям. Таким чином енергоефективність такого модуля визначається характеристиками ГЦ та ГР. Що стосується ГР його характеристики достатньо докладно розглянуті в роботах [5, 7] і інших. При розгляді характеристик ГР, зазвичай вважають, що його гідравлічні провідності утворені дроселюючими кромками, при рівних значеннях переміщення запірно-регулюючого елемента однакові, радіальний зазор, перетоки робочої рідини і опір внутрішніх каналі настільки малий, що їм можна знехтувати, а його енергоефективність визначається ККД. В роботах [8, 9] досить докладно проаналізовані шляхи підвищення ККД ГР, тому далі при розгляді енергоефективності ЕММР будемо вважати, що рекомендації наведені в даних роботах виконуються та ККД ГР має максимальне значення. Таким чином енергоефективність ЕММР значною мірою визначається енергоефективністю ГЦ.

Зазвичай вибір конструктивних та робочих параметрів ГЦ проводять використовуючи відому залежність за формулою для визначення його діаметра $D_{гц}$. Попередньо задаються значенням номінального тиску в гідросистемі $p_{ном}$ Па (який вибирають з номінального ряду, відповідно до ГОСТ 12445-80), визначають діаметр поршня ГЦ.

$$D'_{гц} = \sqrt{\frac{4F_{гц\max}}{\pi p_{ном} \eta_{гц}}} \quad (1)$$

де $F_{гц\max}$ – максимальне зусилля на штоку ГЦ; $\eta_{гц}$ – гідромеханічний КПД ГЦ, $\eta_{гц} = 0,93 - 0,97$ [10].

Необхідний стандартний діаметр поршня $D_{гц}$, повинен, як мінімум на 10 % бути більшим за $D'_{гц}$. Його значення вибирають з стандартного ряду. Дійсний тиск в ГЦ визначають з відомої формули:

$$p_{гц} = \frac{4F_{гц\max}}{\pi D_{гц}^2 \eta_{гц}} \quad (2)$$

Причому визначений за формулою (2) тиск в ГЦ обмежують значенням $p_{гц} \leq p_{гц}^*$, де $p_{гц}^*$ визначають з умови його міцності.

Наведена методика визначення конструктивних параметрів не дозволяє провести оцінку його енергоефективності.

В роботі [11] вибір конструктивних параметрів ГЦ роблять за питомим робочим об'ємом, отриманим за результатами енергетичного розрахунку виконавчого механізму:

$$q_d = \frac{H_n}{p_{ном} \eta_{гц} \eta_{дм}} \quad (3)$$

де H_n – максимальне зовнішнє навантаження;
 $p_{ном}$ – номінальний тиск;

$\eta_{гц}$ – гідравлічний ККД який враховує втрати енергії в лініях та апаратах;

$\eta_{дм}$ – механічний ККД.

Діаметр поршня ГЦ визначають за формулою:

$$D_{гц} = \sqrt{\frac{4q_d}{\pi}} \quad (4)$$

та уточнюють, вибираючи з нормального ряду.

Наведена методика не дозволяє просто визначити енергетичну ефективність ГЦ. Крім того вона містить $\eta_{гц}$, $\eta_{дм}$, значення яких визначають з каталогів і які лежать в дуже широкому діапазоні. Наприклад для гідроприводів з потужністю вихідної ланки 0,5 – 5 кВт $\eta_{гц} = 0,75 - 0,95$. В ній відсутні рекомендації щодо оцінювання ГЦ з різними діаметрами поршня та різним рівнем тиску в гідросистемі.

Значною мірою енергоефективність ГЦ залежить від витоків та перетікань в ньому, розрахунок яких може бути здійснений за формулою [12]:

$$q_{щ} = \pi D_{щ} h_{щ} \sqrt{\frac{2\Delta p_{щ}}{\zeta \rho_p}} \quad (5)$$

де $q_{щ}$ – витоків крізь щілину;

$D_{щ}$ і $h_{щ}$ – відповідно діаметр і висота щілини;

$\Delta p_{щ}$ – перепад тиску на щілині;

ζ і ρ_p – відповідно коефіцієнт гідравлічного опору щілини і густина робочої рідини.

Формула (5) носить загальний характер. Розрахунок за нею витоків та перетікань в ГЦ потребує експериментального уточнення. Як відмічено в [12] витоків в ущільнення гідравлічних пристроях та елементах значною мірою залежать від багатьох чинників, зокрема якості ущільнюючих поверхонь, матеріалу та форми ущільнюючого елемента, температури робочої рідини тощо. У загальному випадку витоків та перетікань гідравлічних пристроїв та апаратів оцінюють об'ємним коефіцієнтом корисної дії η_o . Так як сучасні ущільнення забезпечують практично повну герметичність то об'ємний ККД ГЦ $\eta_o \approx 1$.

Таким чином, енергоефективність ЕММР цілком визначається енергетичними характеристиками ГЦ. Таким чином, розробка методики оцінки енергоефективності ГЦ з різними конструктивними та робочими параметрами є актуальною науково-технічною задачею вирішення якої дозволить підвищити енергоефективність ЕММР.

Оцінка енергоефективності ГЦ ЕММР.

Розглянемо ГЦ, рис. 2. Зусилля на його штоку в загальному вигляді визначається з рівняння [13].

$$F_{гц} = F_R + F_{трп} + F_{трш} + F_{трн} + F_{пргц} + F_{ингц}, \quad (6)$$

де F_R – корисне навантаження на штоку гідроциліндра, Н;

$F_{трп}$ – сила тертя поршня гідроциліндра, Н;

$F_{трш}$ – сила тертя штока в ущільненні, Н;

$F_{\text{трн}}$ – сила тертя в штока гідроциліндра в пристрої що направляє, Н;

$F_{\text{пргц}}$ – сила, яка виникає під дією тиску у зливній порожнині гідроциліндра, Н;

$F_{\text{ингц}}$ – сила інерції, що виникає при розгоні поршня гідроциліндра, Н.

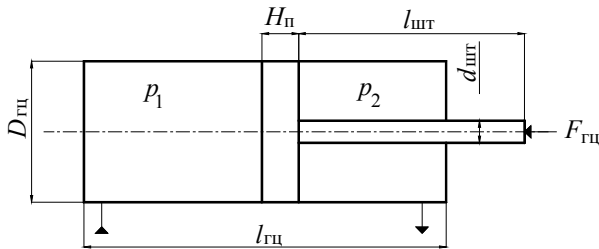


Рис. 2 – Розрахункова схема ГЦ

Теоретичне максимальне зусилля на штоку ГЦ визначається за формулою, Н:

$$F_{\text{гц max}} = \frac{\pi D_{\text{гц}}^2}{4} p_1. \quad (7)$$

Визначимо складові які входять до рівняння (6). $F_{\text{трш}}$ визначається за формулою [14], Н:

$$F_{\text{трш}} = \pi d_{\text{уц}} H_{\text{уц}} k_{\text{трш}} (p + p_k), \quad (8)$$

де $d_{\text{уц}}$ – діаметр поверхні яка ущільнюється, мм;
 $H_{\text{уц}}$ – ширина поверхні яка ущільнюється, мм;
 $k_{\text{трш}}$ – коефіцієнт тертя, $k_{\text{трш}} = 0,1 - 0,13$,
 $k_{\text{трш}} = 0,12$;

p – тиск масла в гідросистемі, МПа;

p_k – контактний тиск, який виникає при монтажі, $p_k = 2 - 5$ МПа, приймаємо $p_k = 3$ МПа.

$F_{\text{трп}}$ розраховується за формулою [14], Н:

$$F_{\text{трп}} = \pi D_{\text{гц}} l_k k_{\text{трп}} (p + np_k), \quad (9)$$

де $D_{\text{гц}}$ – діаметр поршня ГЦ, мм;

l_k – ширина ущільнюючого кільця, мм;

$k_{\text{трп}}$ – коефіцієнт тертя, $k_{\text{трп}} = 0,07 - 0,15$ (збільшується при зменшенні швидкості руху), приймаємо $k_{\text{трп}} = 0,1$;

n – кількість кілець;

p – тиск масла в гідросистемі, МПа;

p_k – контактний тиск поршневого кільця, МПа, який залежить від от $D_{\text{п}}$, та становить $p_k = 0,5$ МПа [12].

Зазначимо, що для ГЦ AZP фірми Atos $n = 1$, а $l_k = 2$ мм.

$F_{\text{трн}}$ визначається за формулою, Н:

$$F_{\text{трн}} = (F_{G_n} + F_{\text{пр}}) k_{\text{трн}}, \quad (10)$$

де $k_{\text{трн}}$ – коефіцієнт тертя спокою, $k_{\text{трн}} = 0,16$ [14];

$F_{\text{пр}}$ – сила яка притискує робочий орган модуля до пристрою що направляє, Н;

F_{G_n} – сила, яка виникає під дією ваги робочого органу модуля разом з приведеними до штока рухомими частинами, та розраховується за формулою, Н:

$$F_{G_n} = k_{\text{трG}} m_G g, \quad (11)$$

де $k_{\text{трG}}$ – коефіцієнт тертя ковзання, $k_{\text{трG}} = 0,18$, [15];

m_G – маса поршня і штока з приведеними до штока рухомими частинами, кг;

Сила $F_{\text{пргц}}$ визначається за залежністю, Н:

$$F_{\text{пргц}} = \frac{\pi (D_{\text{гц}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4} p_2, \quad (12)$$

де $d_{\text{шт}}$ – діаметр штока ГЦ, м;

p_2 – тиск в зливній порожнині, Па.

$F_{\text{ингц}}$ визначається за формулою, Н:

$$F_{\text{ингц}} = ma = \frac{G_{\text{гц}} v}{gt_0}, \quad (13)$$

де $G_{\text{гц}}$ – приблизна вага рухомих частин, Н;

v – максимальна швидкість робочого органу модуля, м/с;

t_0 – час розгону поршня до робочій швидкості, с,

$t_0 = 0,01 - 0,5$ с [14].

Для подальших розрахунків визначимо розміри одноштокового ГЦ визначали через діаметр поршня – $D_{\text{гц}}$. Зазвичай $d_{\text{шт}} \approx 0,3 - 0,7 D_{\text{гц}}$, та гідросистем у яких тиск більший за 10 МПа становить $d_{\text{шт}} = 0,7 D_{\text{гц}}$.

З конструктивних міркувань приймали: $H_{\text{п}} = d_{\text{шт}}$; $l_{\text{шт}} = D_{\text{гц}}$; $L_{\text{гц}} = l_{\text{шт}} + H_{\text{п}}$; товщина корпусу та кришок ГЦ $\delta = 0,05 D_{\text{гц}}$.

Визначали об'єм окремих елементів ГЦ залежно від $D_{\text{гц}}$. За результатами розрахунків отримали, о сумарний об'єм металевих частин ГЦ становить $W_{\text{гц}} = 1,28 \cdot D_{\text{гц}}^3$. Вагу ГЦ $G_{\text{гц}}$, залежно від діаметра $D_{\text{гц}}$ знаходили з залежності, Н:

$$G_{\text{гц}} = W_{\text{гц}} \rho_{\text{ст}} g,$$

де $\rho_{\text{ст}}$ і g – відповідно щільність сталі і прискорення вільного падіння.

$$G_{\text{гц}} = 12795,5 D_{\text{гц}}^3. \quad (14)$$

З рівняння (6) визначали силу яка витрачається на тертя:

$$F_{\text{тр}\Sigma} = F_{\text{трп}} + F_{\text{трш}} + F_{\text{трн}}. \quad (15)$$

Нехтуючи гідравлічним опором каналів, можемо записати: $p_1 = p_n$, $p_2 = p_{\text{зп}}$. Приймали $p_2 = p_{\text{зп}} = 0$. Тоді ефективна сила на штоку ГЦ:

$$F_{\text{гц еф}} = F_{\text{гц max}} - F_{\text{тр}\Sigma}. \quad (16)$$

Для подальшого аналізу енергетичної ефективності ГЦ введемо питому ефективну силу ГЦ – відношення ефективної сили на штоку ГЦ до його ваги:

$$\bar{F}_{\text{гг}} = \frac{F_{\text{гг,еф}}}{G_{\text{гг}}} \quad (17)$$

Далі розглядали ГЦ з $D_{\text{гг}}$, які відповідають стандартному ряду, а саме: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160 і 200 мм.

Використовуючи формули (7)–(17) знаходили $G_{\text{гг}}$ і $\bar{F}_{\text{гг}}$ результати розрахунку занесли в табл. 1 і табл. 2.

Таблиця 1 – Залежність $G_{\text{гг}}$ ГЦ від його діаметра

$D_{\text{гг}}$, мм	40	50	63	80	100	125	160	200
$G_{\text{гг}}$, Н	0,819	1,599	3,199	6,551	12,796	24,991	53,41	102,364

Таблиця 2 – Залежність $\bar{F}_{\text{гг}}$ ГЦ від $D_{\text{гг}}$ та тиску в гідросистемі

$\bar{F}_{\text{гг}} \cdot 10^{-3}$								
$D_{\text{гг}}$, мм /p, МПа	40	50	63	80	100	125	160	200
10	12,74	10,06	7,871	5,996	4,627	3,528	2,562	1,871
12,5	16,624	12,88	10,07	7,766	6,046	4,665	3,452	2,584
16	21,15	16,82	13,21	10,24	8,033	6,257	4,698	3,581
20	26,75	21,32	18,80	13,08	10,30	8,077	6,122	4,722
25	33,75	26,95	21,28	16,62	13,14	10,35	7,902	6,147
32	43,56	34,82	27,55	21,57	17,12	13,54	10,39	8,142

З аналізу табл. 2 видно, що зі збільшенням тиску в гідросистемі зростає питома ефективна сила ГЦ, тобто підвищується його енергоефективність. Зі збільшенням діаметра ГЦ $D_{\text{гг}}$ зростає його вага (див. табл. 1) та збільшуються втрати на тертя, що видно також з аналізу формул (8)–(10). Крім того зі збільшенням ваги ГЦ зростає сила інерції, що виникає при розгоні поршня ГЦ, формула (13).

Висновок. Запропоновано оцінку ЕММП проводити за енергетичною ефективністю його ГЦ. Уперше для оцінки енергетичної ефективності ГЦ запропоновано використовувати його питому ефективну силу – відношення ефективної сили на штоку ГЦ до його ваги. Розроблена методика оцінки енергоефективності ГЦ ЕММП з різними конструктивними та робочими параметрами має універсальний характер і може бути використана при енергетичній оцінці інших гідравлічних пристроїв. За результатами розрахункових досліджень встановлено, що при визначенні конструктивних та робочих параметрів ГЦ ЕММП, для підвищення його енергоефективності, перевагу над збільшенням геометричних розмірів, зокрема діаметра ГЦ, слід надавати збільшенню тиску в гідросистемі.

Список літератури: 1. Андренко П. Н. Тенденции развития объемных гидроприводов / П. Н. Андренко, З. Я. Лурье // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2013. – № 3 (41). – С. 3–12. 2. Андренко П. М. Динамічний синтез мехатронного модуля руху / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХП». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 1 (1044). – С. 157–163. 3. Самандиджан Х. Аналіз факторів, які впливають на енергетичну ефективність гідроприводів / Х. Самандиджан, О. В. Левченко // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2014. – № 2 (44). – С. 78–82. 4. Крутиков Г. А. Системи гідроприводів : навч. посіб. / Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак. – Х. : НТУ «ХП»,

2014. – 240 с. 5. Аврунин Г. А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин / Г. А. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородок. – Х. : ХНАДУ, 2012. – 464 с. 6. Аврунин Г. А. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика : учебн. пособ. / Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. Г. Кириченко [и др.]. – Х. : ХНАДУ, 2008. – 412 с. 7. Андренко П. М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб. / П. М. Андренко. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – 188 с. 8. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с. 9. Андренко П. М. Развитие научных основ проектирования аппаратов з гідравлічною осциляцією для систем гідроприводів : дис. ... док. техн. наук : 05.02.02 / Андренко Павло Миколайович. – Х., 2008. – 455 с. 10. Финкельштейн З. Л. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан [и др.]. – К. : НТУУ «КПІ», 2006. – 216 с. 11. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебн. для вузов / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с. 12. Кондаков Л. А. Уплотнение и уплотнительная техника : справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 464 с. 13. Тихенко В. Н. Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Приводы станков и механализмов» Ч. 1 Гидравлические приводы / В. Н. Тихенко, А. А. Волков. – Одесса : ОНПУ, 2013. – 128 с. 14. Свеинников В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свеинников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1988. – 456 с. 15. Кузмишев В. Е. Законы и формулы физики : справочник / В. Е. Кузмишев. – К. : Наукова думка, 1989. – 864 с.

References: 1. Andrenko, P. N., and Z. Ya. Lur'e. "Tendentsyy razvytyya hydropryvodov." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsia: VDAU. No. 3 (41). 2013. 3–12. Print. 2. Andrenko, P. M., and O. V. Dmytriyenko. "Dynamichnyy syntezy mekhatronnoho modulya rukhu." *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya*. Kharkiv: NTU "KhPI". No. 1 (1044). 2014. 157–163. Print. 3. Samandydzhan, Kh., and O. V. Levchenko. "Analiz faktoriv, yaki vplyvayut' na enerhetychnu efektyvnist' hidropyvodiv." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsia: VDAU. No 2 (44). 2014. 78–82. Print. 4. Krutykov, H. A., and M. H. Stryzhak. *Systemy hidropyvodiv: navch. posib.* Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 5. Avrunyn, H. A., Y. H. Kyrychenko and V. B. Samorodok. *Hydravlycheskoe oborudovanye stroytel'nykh y dorozhnykh mashyn*. Kharkov: KhNADU, 2012. Print. 6. Avrunyn, H. A., et al. *Ob'emnyy*

hidropriyvod y hidropnevmoavtomatyka: ucheb. posob. Kharkov: KhNADU, 2008. Print. 7. Andrenko, P. M. *Hidravlichni prystroyi mekhatronnykh system: navch. posib.* Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 8. Hamynyn, N. S. *Hydravlychesky priyvod system upravlenyya.* Moscow: Mashynostroenye, 1972. Print. 9. Andrenko, P. M. *Rozvytok naukovykh osnov proektuvannya aparativ z hidravlichnoyu ostsilyatsiyeyu dlya system hidropriyvodiv. Dis. dok. ... tekhn. nauk.* Kharkiv, 2008. Print. 10. Fynkel'shteyn, Z. L., et al. *Raschet, proektyrovanye y ekspluatatsyya ob'emnoho hidropriyvoda.* Kiev: NTUU "KPU", 2006. Print. 11. Navrotskiy, K. L. *Teoriya y proektyrovanye hydro- y pnevmopriyvodov: ucheb. dlya vuzov.* Moscow: Mashynostroenye, 1991. Print. 12. Kondakov, L. A., et al. *Uplotnenye y*

uplotnytel'naya tekhnika: spravochnyk. Moscow: Mashynostroenye, 1986. Print. 13. Tykhenko, V. N., and A. A. Volkov. *Metodycheskiye ukazaniya k vypolnenyyu kursovoy raboty po dystsipline "Priyvody stankov y mekhanizmov" Ch. 1 Hydravlycheskiye priyvody.* Odessa: ONPU, 2013. Print. 14. Sveshnykov, V. K., and A. A. Usov. *Stanochnye hidropriyvody: spravochnyk.* Moscow: Mashynostroenye, 1988. Print. 15. Kuzmychev, V. E. *Zakony y formuly fizyky: spravochnyk.* Kiev: Naukova dumka, 1989. Print.

Надійшла (received) 31.11.2015

Андренко Павло Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідропневмоавтоматика і гідропривод», м. Харків; тел.: (067)103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Andrenko Pavlo Mykolayevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydro-and-pneumatic and hydraulic drive", Kharkiv; tel.: (067)103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», м. Харків; тел.: (093)501-22-79; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Dmitrienko Olga Vyacheslavivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines", Kharkiv; tel.: (093)501-22-79; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Лебедєв Антон Юрійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідропневмоавтоматика і гідропривод», м. Харків; тел.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@mail.ru.

Lebedev Anton Yuriyevych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydro-and-pneumatic and hydraulic drive", Kharkiv; tel.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@mail.ru.