

УДК 621.733

**О. С. КОРЧАК**

## **РОЗРОБКА СИСТЕМ ГІДРОЛІНІЙ ЗВОРОТНИХ І ВРІВНОВАЖУЮЧИХ ЦИЛІНДРІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ З НАСОСНО-АКУМУЛЯТОРНИМ ПРИВОДОМ**

Розглянуті основні фактори, що визначають швидкісні параметри та якість керування системами гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів гідравлічних пресів з насосно-акумуляторним приводом. Наведено схему швидкодіючої системи керування зворотними та врівноважуючими циліндрами. Викладено методику підбору її параметрів, що дозволяє досягти підвищені значення коефіцієнта якості гідросистеми. Надано практичні рекомендації зі створення швидкодіючих систем керування гідравлічними пресами з насосно-акумуляторним приводом для реалізації у виробництві.

**Ключові слова:** прес гідравлічний, циліндр, клапан регулюючий, гідролінія, привод, акумулятор.

**Аналіз стану питання.** Гідравлічні преси з насосно-акумуляторним приводом (НАП) є машинами статичної дії, які використовують у якості джерела енергії рідину високого тиску [1]. Перетворення її параметрів у відповідні показники руху плунжера робочого циліндра здійснюється системою керування [2]. При цьому в пресах з НАП необхідні швидкісні параметри систем керування значною мірою залежать від правильного вибору дросельних регулюючих клапанів, їх характеристик та раціонального розташування в межах системи відносно акумулятора та виконавчого органу [3].

Зворотні та врівноважуючі циліндри відносяться до силових вузлів гідравлічних пресів з НАП. Вони працюють в умовах високих внутрішніх тисків збоку робочої рідини [4, 5]. До зворотних циліндрів тиск подається тільки в період зворотного ходу для підйому рухомої поперечини у верхнє положення, тому ці циліндри часто називають підйомними. Що стосується врівноважуючих, то ці циліндри постійно з'єднані гідролініями з акумулятором, являючи таким чином безперервно діючу гідравлічну пружину [6, 7].

**Постановка проблеми.** Дослідження гідравлічних пресів з НАП показують, що зворотні та врівноважуючі циліндри суттєво впливають на динаміку роботи гідравлічних пресів на різних етапах машинного циклу [8].

На практиці існує спосіб визначення параметрів зворотних та врівноважуючих циліндрів [7, 9], згідно з яким їх активні площі розраховують як частки від загальної площі робочих циліндрів – 10% площі робочих циліндрів приходить на зворотні, а 8% приходить на врівноважуючі. При цьому теоретично за наближеними формулами визначають відповідні параметри системи гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів. На базі визначених параметрів їх проектують, виготовляють в металі, здійснюють монтаж та випробування. Після цього експериментально досліджують побудовані системи та на базі отриманих експериментальних даних їх коректують для отримання необхідних швидкісних параметрів та випробують знову. Для цього процесу характерним є низька ефективність, а іноді і неможливість реалізації способу внаслідок необхідності проведення експериментальних досліджень. При цьому не враховується

диференціація гідроліній, адже кожна з них відповідає за досягнення необхідних параметрів руху поперечини на кожному етапі машинного циклу преса, тому неможливо не обгрунтовано завищувати або занижувати величини прохідних перетинів окремих гідроліній. Тому важливим є підвищення ефективності роботи систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів шляхом чіткого визначення параметрів окремої гідролінії як елемента, що відповідає за досягнення необхідних параметрів руху поперечини на кожному етапі машинного циклу преса.

**Результати досліджень та їх обговорення.** Розглянемо методику проектування систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів (рис. 1) на прикладі ковальських гідравлічних пресів з НАП різних номінальних зусиль (табл. 1).

На рис. 1 та в табл. 1 введені наступні позначення: 1 – гідролінія «акумулятор – клапанний розподільник зворотних циліндрів»; 2 – гідролінія «клапанний розподільник зворотних циліндрів – зворотні циліндри»; 3 – гідролінія «клапанний розподільник зворотних циліндрів – зливний бак»; 4 – гідролінія «акумулятор – врівноважуючі циліндри»; 5 – циліндр зворотний; 6 – циліндр врівноважуючий; 7 – клапан напірний; 8 – клапан зливний.

Проектування починають з теоретичного визначення відповідних параметрів систем гідроліній преса на базі відомих методик та рекомендацій, а саме:

- сумарної площі робочих, зворотних та врівноважуючих циліндрів [7–9];
- максимальної швидкості рухомої поперечини на холостому та зворотному ходах;
- максимальної швидкості робочої рідини високого та низького тисків.

При цьому використовують дані з паспортів пресів з урахуванням креслень цехових розводок трубопроводів, що розглядаються. Докладний опис методики визначенні параметрів гідроліній пресів на базі розводок трубопроводів наведений в роботі [10] автора та в даній статті не наводиться. Однак послідовні аналітичні залежності було отримано на базі зазначеної методики з використанням виробничого досвіду проектування та експлуатації гідравлічних пресів.

© О.С. Корчак, 2015

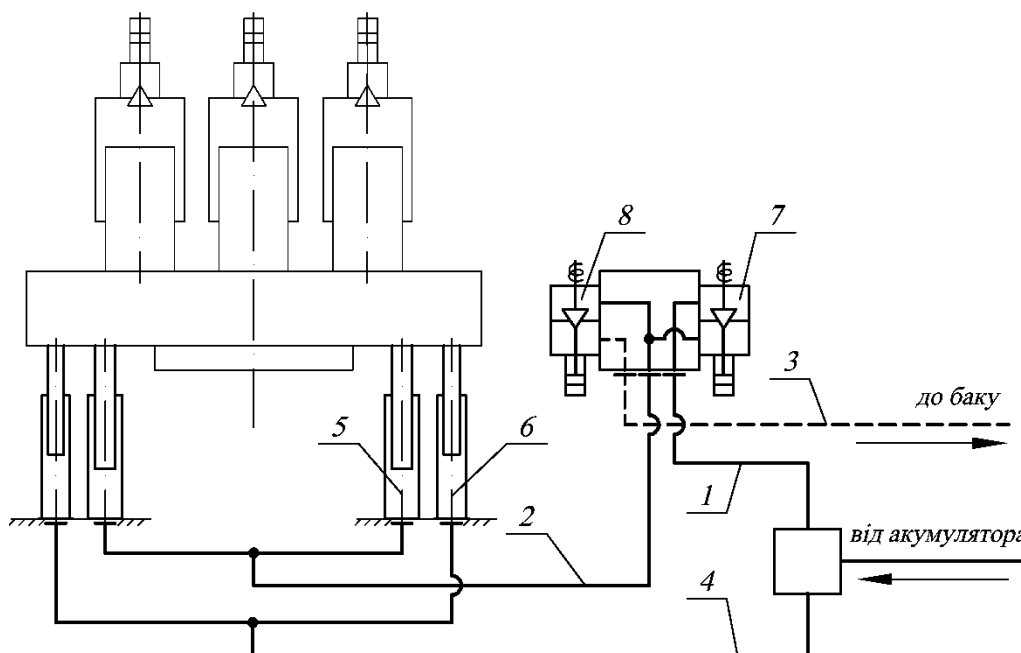


Рис. 1 – Схема системи гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів

Таблиця 1 – Параметри систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів для пресів різних зусиль

Параметр	Номінальне зусилля ковальського преса, МН			
	50	63	100	150
Сумарна площа робочих циліндрів, м <sup>2</sup>	1,584305	1,908518	3,336607	5,301438
Сумарна площа зворотних циліндрів, м <sup>2</sup>	0,158431	0,190852	0,333661	0,530144
Сумарна площа врівноважуючих циліндрів, м <sup>2</sup>	0,126744	0,152681	0,266929	0,424115
Максимальна швидкість холостого ходу, м/с	0,35	0,3	0,25	
Максимальна швидкість зворотного ходу, м/с	0,45	0,4	0,35	
Максимальна швидкість робочої рідини високого тиску, м/с	12,0			
Максимальна швидкість робочої рідини низького тиску, м/с	7,0			
Гідролінії 1 і 2: • площа прохідного перетину, м <sup>2</sup> ; • прохідний діаметр, м	0,005941 0,086996	0,006362 0,090023	0,009732 0,111343	0,015463 0,140348
Гідролінія 3: • площа прохідного перетину, м <sup>2</sup> ; • прохідний діаметр, м	0,007922 0,100455	0,008179 0,102076	0,011916 0,123208	0,018934 0,155304
Гідролінія 4: • площа прохідного перетину, м <sup>2</sup> ; • прохідний діаметр, м	0,003697 0,068624	0,003817 0,069731	0,005561 0,084167	0,008836 0,106093

Розраховують площі наступних прохідних відповідних гідроліній (рис. 1) перетинів:

- для гідроліній 1 і 2 –  $f_z = F_{зв} \frac{V_{zx \max}}{[V]_{рвт}}$ ;
- для гідролінії 3 –  $f_z = F_{зв} \frac{V_{zx \max}}{[V]_{рвт}}$ ;
- для гідролінії 4 –  $f_z = F_{зв} \frac{V_{zx \max}}{[V]_{рвт}}$ ,

де  $f_z$  – величина прохідного перетину відповідної гідролінії, м<sup>2</sup>;

$F_{зв}, F_{зр}$  – сумарні площа зворотних та врівноважуючих циліндрів, м<sup>2</sup>;

$V_{zx \max}, V_{zx \max}$  – максимальні швидкості рухомої поперечини на зворотному та холостому ходах, м/с;

$[V]_{рвт}, [V]_{рвт}$  – максимальні швидкості течії рідини високого та низького тиску, м/с.

Визначені параметри систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів для пресів різних зусиль наведено в табл. 1.

Закладення в спроектовану систему необхідних швидкісних параметрами здійснюється у відповідності до наступної послідовності [12].

1. На базі даних табл. 1 проектують систему керування гідравлічним пресом. При цьому необхідним є врахування наступних рекомендацій:

- гідробалони акумулятора слід максимально наближати до преса;
- гідролінії 1–4 (рис. 1) необхідно розвантажити від зайвих гідравлічних опорів;
- основну частку загального опору гідроліній 1–3 зосереджують на дросельних регулюючих

клапанах 7 і 8 (рис. 1) з досягненням значення коефіцієнта  $\alpha$  якості гідросистеми не нижче, ніж 0,6.

2. У відповідності до прийнятого значення величини коефіцієнта  $\alpha$  проектують гідролінії 1 – 3.

Визначають коефіцієнт гідравлічного опору дросельного регулюючого клапана за формулою

$$\xi_{кл} = \alpha \cdot \xi_m,$$

де  $\xi_{кл}$  – приведений до плунжерів зворотних циліндрів коефіцієнт опору регулюючого клапана;

$\xi_m$  – загальний коефіцієнт опору магістралі, де встановлено клапан.

Коефіцієнт  $\xi_m$  визначають у відповідності до формули Вейсбаха

$$\xi_m = \frac{\Delta p}{0,5 \cdot \rho \cdot V_{\max}^2},$$

де  $\Delta p$  – гранично припустимий перепад тисків між акумулятором та зворотним циліндром при переміщенні поперечини з найбільшою швидкістю, МПа;

$\rho$  – щільність робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Компонування гідроліній 1 – 4 необхідними для їх нормальної експлуатації елементами здійснюють за допомогою значення коефіцієнту  $\xi_{арм}$  опору труб та арматури цієї гідролінії за формулою

$$\xi_{арм} = \xi_m - \xi_{кл}.$$

3. Будують швидкісну характеристику дросельних регулюючих клапанів 7 і 8 (рис. 1) за залежністю

$$V_n = \frac{V_{\max}}{\sqrt{1 + \alpha \left( \frac{h_{кл}^2}{h_{ном}^2} - 1 \right)}},$$

де  $V_n$  – поточне значення швидкості переміщення рухомої поперечини, м/с;

$V_{\max}$  – найбільша швидкість переміщення рухомої поперечини преса на відповідному етапі машинного циклу, м/с;

$h_{кл}$  – найбільша висота підйому клапана, м;

$h_{ном}$  – поточне значення висоти підйому дросельного регулюючого клапана, м;

$\alpha$  – коефіцієнт якості гідросистеми.

Параметр  $\alpha$  є важливою характеристикою системи керування, показуючи частку гідравлічного опору регулюючого клапана у загальному опорі гідроліній 1 – 3. При значній довжині магістралей систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів, які для пресів з НАП сягають 100 м і навіть більше у випадку потужних пресів, та великій кількості місцевих опорів коефіцієнт  $\alpha$  не перевищує значення 0,1. При цьому швидкісні характеристики регулюючих клапанів значною

мірою викривляються, погіршуючи їх регулювальні властивості.

На рис. 2 показано групу швидкісних характеристик регулювальних клапанів, побудованих при різних значеннях коефіцієнта  $\alpha$  [8].

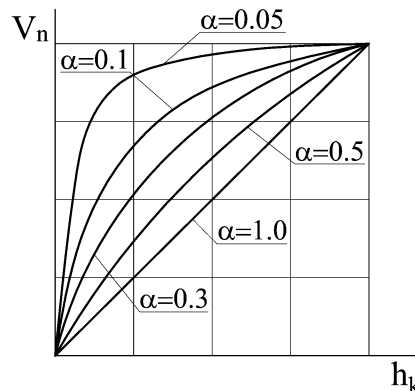


Рис. 2 – Швидкісні характеристики клапана при різних значеннях коефіцієнта  $\alpha$

Вихідна конструктивна характеристика клапана (рис. 2) лінійна та при  $\alpha = 1,0$  вона співпадає зі швидкісною – це ідеальний варіант, коли в системі керування окрім регулюючого клапана відсутні будь-які інші гідравлічні опори. Однак на практиці таку гідросистему створити неможливо – гідробалон акумулятора завжди розташований на деякій відстані від преса, а в гідролінії 1 – 3 необхідно встановити низку пристроїв, обумовлених вимогами техніки безпеки та зручності обслуговування.

При  $\alpha = 0,5$  швидкісна характеристика регулюючого клапана наближається до лінійної та досить прийнятна для експлуатації преса з НАП.

Таким чином, магістралі систем керування (рис. 1) необхідно проектувати, забезпечуючи якомога більшу частку гідравлічного опору дросельних регулюючих клапанів 7 і 8 в загальному опорі гідроліній 1–3. Чим вище ця частка, тим більшою мірою швидкісна характеристика клапана наближується до конструктивної, а отже і вище чутливість керування пресом, нижче рівень гідравлічних ударів, вище швидкодія та продуктивність.

В сучасних умовах виробництва реальним є досягнення значень коефіцієнта  $\alpha$  в діапазоні 0,6...0,8. Для цього необхідно систему гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів спроектувати або удосконалити у відповідності до викладеної методики.

**Висновки.** Визначенням величин прохідних перетинів окремих гідроліній, виходячи з максимальної швидкості поперечини на тому етапі машинного циклу, за досягнення необхідних параметрів якого ця гідролінія відповідає, та максимальних швидкостей течії рідини високого і низького тиску в системі керування пресом у відповідності до сумарних площ зворотних і врівноважуючих циліндрів, забезпечується:

- виконання ходу наближення до поковки з максимальною швидкістю при відсутності рідинного голодування робочих циліндрів;

- висока швидкість зворотного ходу;

- мінімальний опір збоку зворотних та врівноважуючих циліндрів на робочому ході.

Наведена методика створення систем гідроліній зворотних і врівноважуючих циліндрів з необхідними швидкісними параметрами є основою для удосконалення їх конструкцій та принципів дії. При цьому завчасно до створення системи в металі є можливість закласти в неї потрібні значення коефіцієнту якості гідросистеми  $\alpha$  та відповідних параметрів швидкодії. Це забезпечує суттєве підвищення якості керування гідравлічними пресами з НАП.

**Список літератури:** 1. Cold and hot forging : fundamentals and applications / *Taylan Altan, Gracious Ngale, Gangshu Shen.* – ASM International, 2004. – 334 p. 2. An investigation of highly pressurized transient fluid flow in pipelines / *Z. Ouchiha, J. C. Loraud, A. Ghezal* [et al.] // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2012. – Vol. 92. – P. 106–114. 3. *Spellman Frank R.* Fundamentals for the Water and Wastewater Maintenance Operator Series: Piping and Valves / *Frank R. Spellman, Joanne Drinan.* – Lancaster, U.S.A. : TECHNOMIC Publishing Company, Inc., 2001. – 184 p. 4. *Vullo V.* Circular Cylinders and Pressure Vessels : Stress Analysis and Design. – Switzerland: Springer International Publishing, 2014. – 409 p. ISBN 2195-3511. 5. *Altamura A.* Reliability assessment of hydraulic cylinders considering service loads and flaw distribution / *A. Altamura, S. Beretta* // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2012. – Vol. 98. – P. 76–78. 6. *Гойдо М.Е.* Влияние уравновешивающих гидроцилиндров на работу гидравлического ковочного пресса / *М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаудинов* // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2008. – №12. – С. 27–31. 7. *Корчак Е.С.* Влияние параметров системы уравновешивающих цилиндров на динамику хода приближения ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / *Е.С. Корчак* // Обработка материалов давлением : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2014. – №1 (38). – С. 222–225. 8. *Шинкаренко О.М.* Совершенствование гидравлических приводов прессов : монография / *О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак.* – Краматорск : ДГМА, 2014. – 142 с. ISBN 978-966-379-671-0. 9. *Korchak E.S.* Creating reliable control systems of hydraulic presses return cylinders / *E.S. Korchak* // Proceedings of the 10th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2010, 16–19 September 2010, Donji Milanovac, Serbia. – Vol. 1. – P. 274–277. 10. *Korchak E.S.* Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders / *E.S. Korchak* // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 31, №2. – P. 113–115. Article personal DOI 10.3103/S1068798X11020110 Springer. 11. Пат. 93951 України, МПК В30В15/00. Спосіб створення системи гідроліній зворотних та врівноважуючих циліндрів ковальських пресів з

насосно-аккумуляторним приводом / *Корчак О.С.* ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №U2014104322; заявл. 22.04.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20. 12. Пат. 69050 України, МПК F16K17/00. Спосіб створення систем керування гідравлічними пресами з необхідними швидкісними параметрами / *Шинкаренко О.М., Корчак О.С.*; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №201109273; заявл. 25.07.2011; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

**Bibliography (transliterated):** 1. Cold and hot forging : fundamentals and applications / *Taylan Altan, Gracious Ngale, Gangshu Shen.* – ASM International, 2004. – 334 p. 2. An investigation of highly pressurized transient fluid flow in pipelines / *Z. Ouchiha, J. C. Loraud, A. Ghezal* [et al.] // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2012. – Vol. 92. – P. 106–114. 3. *Spellman Frank R.* Fundamentals for the Water and Wastewater Maintenance Operator Series: Piping and Valves / *Frank R. Spellman, Joanne Drinan.* – Lancaster, U.S.A. : TECHNOMIC Publishing Company, Inc., 2001. – 184 p. 4. *Vullo V.* Circular Cylinders and Pressure Vessels : Stress Analysis and Design. – Switzerland: Springer International Publishing, 2014. – 409 p. ISBN 2195-3511. 5. *Altamura A.* Reliability assessment of hydraulic cylinders considering service loads and flaw distribution / *A. Altamura, S. Beretta* // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2012. – Vol. 98. – P. 76–78. 6. *Gojdo M.E.* Vlijanje uravnoveshivajuschih gidrocilindrov na rabotu gidravlicheskogo kovochного pressa / *M.E. Gojdo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov* // Zagatovitel'nije proizvodstva v mashinostroenii. – Moscow: Mashinostroenie, 2008. – No12. – P. 27–31. 7. *Korchak E.S.* Vlijanie parametrov sistemy uravnoveshivajuschih cilindrov na dinamiku hoda priblizeniya kovochnih pressov s насосно-аккумуляторным приводом / *E.S. Korchak* // Obrabotka materialov davlinijem : sb. nauch. tr. – Kramatorsk : DGMA, 2014. – No1 (38). – P. 222–225. 8. *Shinkarenko O.M.* Sovershenstvovanie gidravlicheskih privodov pressov : monografija / *O.M. Shinkarenko, E.S. Korchak.* – Kramatorsk : DGMA, 2014. – 142 p. ISBN 978-966-379-671-0. 9. *Korchak E.S.* Creating reliable control systems of hydraulic presses return cylinders / *E.S. Korchak* // Proceedings of the 10th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2010, 16–19 September 2010, Donji Milanovac, Serbia. – Vol. 1. – P. 274–277. 10. *Korchak E.S.* Inverse Pass of Hydraulic Presses and Pressure Unloading of Working Cylinders / *E.S. Korchak* // Russian Engineering Research. – 2011. – Vol. 31, No2. – P. 113–115. Article personal DOI 10.3103/S1068798X11020110 Springer. 11. Pat. 93951 Ukraini, MPK B30B15/00. Sposib stvorennia sistemi gidrolinij zворотnih та vрівноважуючих cilindriv koval's'kih presiv z насосно-аккумуляторним приводом / *Korchak O.S.* ; заявник та патентовласник Donbas'ka derzhavna mashinobudivna akademija. – NoU2014104322; zajavl. 22.04.2014; opubl. 27.10.2014, Bjul. No20. 12. Pat. 69050 Ukraini, MPK F16K17/00. Sposib stvorennja sistem keruvannja gidravlichnimi presami z neobhidnimi shvidkisnimi parametrami / *Shinkarenko O.M., Korchak O.S.*; заявник та патентовласник Donbas'ka derzhavna mashinobudivna akademija. – No201109273; zajavl. 25.07.2011; opubl. 25.04.2013, Bjul. No8.

Надійшла (received) 05.02.2015

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Корчак Олена Сергіївна** – кандидат технічних наук, доцент, Донбаська державна машинобудівна академія, докторант кафедри механіки пластичного формування, м. Краматорськ, 050-815-79-05, helen\_korchak@ukr.net

**Korczak Elena** – Ph.D., associate professor, Donbass State Engineering Academy, doctoral student of mechanics plastic forming, Kramatrosk, 050-815-79-05, helen\_korchak@ukr.net