

УДК 621.979:681.587

Корчак О. С., Коткова В. В.**РОЗВИТОК МЕТОДІВ ЗАПОБІГАННЯ РІДИННОМУ ГОЛОДУВАННЮ СИЛОВИХ ЦИЛІНДРІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ ГІДРОПРЕСОВИХ КОМПЛЕКСІВ**

Сучасні автоматизовані ковальські комплекси (АКК), які працюють на базі гідравлічних пресів широкого діапазону зусиль, потребують розробки ефективних систем керування, в яких висока швидкодія поєднується з відсутністю гідродарних й коливальних явищ [1–4]. Для цього основне обладнання АКК – гідравлічні преси, ковальські й інструментальні маніпулятори, насосні й акумуляторні станції, рухомі столи, пристрої зміни робочого інструменту тощо – оснащується гідравлічними системами із новітніми засобами керування та контролю. Висока швидкодія АКК забезпечується шляхом використання в гідроприводах робочих рідин високого тиску та швидкодіючої гідроапаратури, а відсутність гідродару – шляхом раціонального підбору відповідних засобів регулювання та режимів їх спрацьовування [5]. В гідроприводах обладнання АКК виконавчими є силові гідроциліндри різного функціонального призначення, в яких сконцентровані значні об'єми робочої рідини [6]. Під час перехідних процесів, що мають місце в гідросистемах обладнання АКК при розгонах та гальмуванні рухомих мас, нерідкими є явища рідинного голодування силових циліндрів, які супроводжуються їх розрідженням, втратою рівномірності та плинності руху плунжерів, підсосом повітря зовні, внутрішніми витоками у поєднанні з коливаннями та гідродарами.

Метою даної роботи є створення методів запобігання рідинному голодуванню силових гідроциліндрів шляхом аналізу основних причин виникнення цього явища в гідроциліндрах різного функціонального призначення з послідувочою розробкою відповідних заходів його усунення. У зв'язку з тим, що поставлене питання є достатньо об'ємним та таким, що поширюється на обладнання АКК принципово різного призначення й принципу дії, то в даній статті доцільно обмежитися, наприклад, тільки розглядом силових циліндрів гідравлічних пресів. Такий вибір не випадковий, адже гідроциліндри пресів [7]:

по-перше, поєднуються через рухому поперечину з інструментом, який обробляє заготовку, а, значить, безпосередньо відповідає за якість реалізацію технологічного процесу;

по-друге, мають значні у порівнянні з циліндрами іншого обладнання об'єми – особливо це стосується робочих циліндрів;

по-третє, піддаються рідинному голодуванню як з боку системи низького, так і з боку системи високого тиску.

Найбільш відповідальними в конструкції гідравлічного пресу є робочі, зворотні та врівноважувальні циліндри. Всі вони задіяні при виконанні основних етапів машинного циклу та взаємопов'язані із заготовкою, що обробляється, через рухому поперечину преса.

Робочі циліндри мають найбільший об'єм серед гідроциліндрів обладнання АКК. Тому вони в найбільшій мірі піддаються рідинному голодуванню адже значний об'єм їх внутрішніх порожнин потребує деякий час для заповнення, що не завжди поєднується з вимогами швидкодії пресу, від якого очікують максимальну кількість ходів в одиницю часу [8].

Найбільш часто рідинне голодування робочих циліндрів виникає на ході наближення рухомої поперечини до поковки. При цьому цей етап машинного циклу АКК безпосередньо не пов'язаний з деформуванням заготовки, тому необхідно його здійснювати за якомога короткий час, величина якого знаходиться в залежності від тривалості заповнення робочих циліндрів пресу рідиною низького тиску, яка надходить в них від наповнювально-зливного баку. Запобігання рідинному голодуванню під час опускання рухомої поперечини до поковки здійснюють наступним методом, який умовно можна поділити на декілька етапів [9].

Спочатку визначають відповідні параметри гідролінії «робочий циліндр – зливний клапан – наповнювально-зливний бак» на базі креслень розводок трубопроводів за допомогою відповідних теоретичних залежностей. До цих параметрів у тому числі належать:

- загальна активна площа робочих циліндрів відповідної ступені зусиль;
- об'єм та тиск у наповнювально-зливному баку;
- довжина та розміри поперечного перетину основного зливного трубопроводу;
- величини коефіцієнтів місцевих гідравлічних опорів гідролінії.

Зливні клапани максимально наближують до робочих циліндрів відповідних ступенів зусиль та зосереджують основну частку загального гідравлічного опору гідролінії «робочий циліндр – зливний клапан – наповнювально-зливний бак» на відповідному зливному клапані. Поточні значення швидкості та переміщення рухомої поперечини безперервно вимірюють засобами контролю системи автоматичного керування АКК.

Здійснюють компонування системи керування ходом наближення гідравлічного преса із запобіганням рідинному голодуванню силових циліндрів так, як це показано на рис. 1.

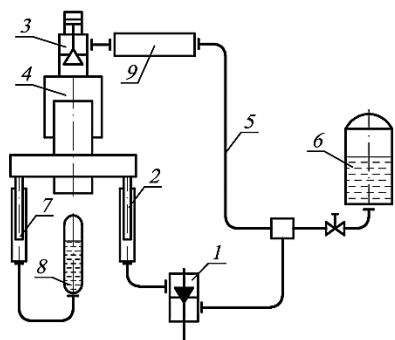


Рис. 1. Система керування ходом наближення гідравлічного преса із запобіганням рідинному голодуванню силових циліндрів [10]:

1 – зливний клапан зворотних циліндрів; 2 – зворотний циліндр; 3 – наповнювальний клапан; 4 – робочий циліндр; 5 – основний наповнювально-зливний трубопровід; 6 – наповнювально-зливний бак; 7 – врівноважувальний циліндр; 8 – акумулятор; 9 – колектор

Система керування ходом наближення гідравлічного преса із запобіганням рідинному голодуванню силових циліндрів (рис. 1) вміщує зливний клапан 1 зворотних циліндрів 2 та наповнювальні клапани 3, які вмонтовані у донну частину робочих циліндрів 4. Основний трубопровід 5 низького тиску з'єднаний з наповнювально-зливним баком 6. Систему керування постачено гідролініями низького тиску та розподільною апаратурою керування.

Врівноважувальні циліндри 7 постійно живляться від джерела 8 високого тиску. Основний трубопровід 5 низького тиску з'єднано з наповнювальними клапанами 3 колектором 9, розміщеним біля робочих циліндрів 4. Зливний клапан 1 зворотних циліндрів 2 оснащено індивідуальним сервоприводом керування та засобами контролю, програмно з'єднаними з датчиками тиску робочих циліндрів 4. Основний гідравлічний опір гідролінії «наповнювально-зливний бак 6 – робочі циліндри 4» зосереджують на наповнювальних клапанах 3, а основний гідравлічний опір гідролінії «зворотний циліндр 2 – наповнювально-зливний бак 6» зосереджують на зливному клапані 1 зворотних циліндрів.

Для здійснення ходу наближення відкривають наповнювальні клапани 3 та зливний клапан 1 зворотних циліндрів 2. Рухома поперечини під дією своєї ваги починає рухатися униз. Врівноважувальні циліндри 7, які постійно живляться від джерела 8 високого тиску, створюють постійно діючу гідравлічну пружину, що запобігає виникненню гідроудару. Під дією різниці тисків робоча рідина з наповнювально-зливного баку 6 надходить до робочого циліндру 4 через основний трубопровід 5 низького тиску та колектор 9. Робоча рідина зі зворотних циліндрів 2 надходить на злив до наповнювально-зливного баку 6. Регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини здійснюється індивідуальним сервоприводом керування зливним клапаном 1 зворотних циліндрів 2 у відповідності до показників датчиків тиску робочих циліндрів 4, змінюючи висоту підйому зливного клапана 1.

Для запобігання рідинному голодуванню силових циліндрів в системі автоматичного керування АКК програмно пов'язують наступні датчики [11]:

- тиску робочих циліндрів 4;
- тиску рідини у наповнювально-зливному баці 6;
- рівня рідини у наповнювально-зливному баці 6.

З цими ж датчиками в межах системи автоматичного керування програмно пов'язують засоби регулювання і контролю зливного клапана 1 зворотних циліндрів 2.

У відповідності до закладеного в систему автоматичного керування алгоритму постійно контролюють показники зазначених датчиків та порівнюють поточний тиск у робочих циліндрах з розрахунковим, визначеним у даний момент часу з урахуванням змінного гідравлічного опору зливного клапана зворотних циліндрів, за залежністю:

$$p_p = p_6 - 0,5\rho \cdot K_{nc}^2 \left[\xi_{nc} + \zeta_{кл} \left(1 + \alpha \left(\frac{t_{отк}^{2n}}{t^{2n}} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left(\frac{dp_p}{dt} \right)^2 - \rho \cdot K_{nc} (L_{nc} + L_6 + L_{yp}) \frac{d^2 p_p}{dt^2} - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp}, \quad (1)$$

де p_p – величина поточного тиску у робочих циліндрах, МПа;

p_6 – поточний тиск у наповнювально-зливному баці, МПа;

ρ – щільність робочої рідини, кг/м³;

K_{nc} – коефіцієнт, що характеризує параметри гідролінії «наповнювально-зливний бак – робочі циліндри», м³/кг;

ξ_{nc} – приведений коефіцієнт гідравлічного опору гідролінії «наповнювально-зливний бак – робочі циліндри»;

$\zeta_{кл}$ – коефіцієнт гідравлічного опору повністю відкритого зливного клапана зворотних циліндрів;

α – коефіцієнт якості гідролінії «зворотні циліндри – наповнювально-зливний бак»;

$t_{отк}$, t – час відкриття та поточна величина часу підйому зливного клапана зворотних циліндрів, с;

n – показник виду конструктивної характеристики зливного клапана зворотних циліндрів;

L_{nc} , L_6 , L_{yp} – приведені довжини гідроліній «наповнювально-зливний бак – робочі циліндри», «зворотні циліндри – наповнювально-зливний бак» та «акумулятор – врівноважувальні циліндри» відповідно, м;

g – прискорення вільного падіння, кг/мс²;

Δh_{yp} – різниця рівнів рідини у наповнювально-зливному баці та робочих циліндрах пресу, м.

Значення p_p надходить до системи автоматичного керування від датчиків тиску робочих циліндрів, а p_6 – від датчиків тиску рідини у наповнювально-зливному баці.

Значення Δh_{yp} обчислюється системою автоматичного керування як різниця між найвищим рівнем рідини у робочих циліндрах та поточним рівнем рідини у наповнювально-зливному баці, що надходить від датчику рівня.

Інші величини визначаються параметрами конкретної гідравлічної системи.

Системою автоматичного керування здійснюють співставлення величин залежності (1). У випадку її невиконання та зменшеної величини поточного тиску у порівнянні з розрахунковим, системою автоматичного керування діють на засоби регулювання і контролю зливного клапана зворотних циліндрів, змінюючи його опір та час відкриття.

На рис. 2 наведені криві зміни тиску в робочих циліндрах під час опускання рухомої поперечини до поковки на ході наближення гідравлічних пресів зусиллям 30 МН (крива 1), 50 МН (крива 2) і 100 МН (крива 3), визначені за залежністю (1).

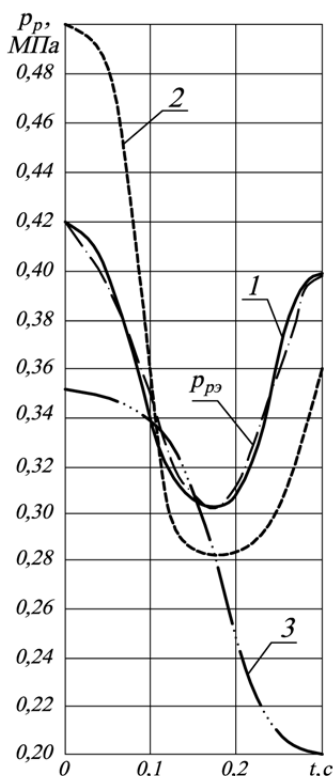


Рис. 2. Зміна тиску в робочих циліндрах пресу під час опускання рухомої поперечини до поковки

На графіку (рис. 2) крім розрахункових кривих показана також й крива тиску p_{p2} , яка відповідає показанням від датчиків тиску робочих циліндрів.

Загальною характерною особливістю для всіх пресів є значне падіння тиску в робочих циліндрах під час опускання рухомої поперечини на ході наближення. Причому за час відкриття зливного клапана зворотних циліндрів у випадку пресів зусиллям 30 МН і 50 МН (криві 1 і 2) тиск встигає впасти від 0,42 МПа і 0,5 МПа до мінімальних значень 0,3 МПа і 0,28 МПа відповідно.

Криві 1 і 2 падіння тиску мають яскраво виражену крутизну та характеризуються різким спадом в процесі відкриття клапана протягом перших 0,2 с. Це свідчить про високу ймовірність виникнення рідинного голодування робочих циліндрів, для запобігання якому в системі автоматичного керування АКК повинні бути закладені відповідні алгоритми.

Наступні 0,1 с характеризуються незначним підвищенням тиску внаслідок монотонного зниження прискорення до нуля, досягнення рухомою поперечною значення усталеної швидкості, а також розгоном інерційного стовпа робочої рідини в наповнювально-зливному трубопроводі.

У випадку преса зусиллям 100 МН (крива 3) падіння тиску в робочих циліндрах з початкового значення 0,35 МПа триває після відкриття зливного клапана зворотних циліндрів і по закінченні 0,3 с тиск досягає мінімального значення 0,2 МПа.

На відміну від двох попередніх пресів зниження тиску в робочих циліндрах преса зусиллям 100 МН (крива 3) відбувається плавно без виникнення пікових ділянок, що пояснюється наявністю в конструкції цього преса врівноважувальних циліндрів, доскональний аналіз впливу яких викладено в роботі [9] і в даній статті не наводиться.

ВИСНОВКИ

1. Рідинне голодування

- властиве силовим циліндрам гідропресових автоматизованих комплексів, значний об'єм внутрішніх порожнин яких потребує деякий час для заповнення, що не завжди поєднується з вимогами швидкодії обладнання;

- виникає внаслідок невідповідності компоновки системи керування силовими циліндрами режимам роботи виконавчих механізмів автоматизованих комплексів.

2. Для запобігання рідинному голодуванню силових циліндрів в систему автоматичного керування пресом закладають розроблений в роботі алгоритм, відповідно до якого постійно контролюють показники датчиків системи керування та порівнюють поточний тиск у робочих циліндрах з розрахунковим, визначеним у даний момент часу з урахуванням змінного гідравлічного опору зливного клапана зворотних циліндрів.

3. Компоновка системи керування ходом наближення рухомої поперечини гідравлічного преса до поковки із запобіганням рідинному голодуванню силових циліндрів передбачає застосування колектора та врівноважувальних циліндрів, а також програмно пов'язаних автоматизованою системою керування датчиків тиску на різних ділянках гідроприводу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Forging technology : Plants and processes for enhanced quality and efficiency.* – SMS Group, 2015. – № 3. – 24 p.
2. *The open-die forging industry associated with the German Steel Institute VDEh / M. Franzke, S. Sheikhi, R. Rech, G. Hirt and other // Proceedings of the 17-th International forge masters meeting (IFM 2008), Santander, Spain, 3–7 November. – 2008. – P. 12–20.*
3. *Sheikhi S. Latest developments in the field of open-die forging in Germany / S. Sheikhi // Stahl und Eisen. – 2009. – Vol. 129. – No. 4. – P. 33–39.*
4. *Технологические возможности Новокраматорского машиностроительного завода (НКМЗ) : Каталог. – Краматорск : НКМЗ, 2011. – 52 с.*
5. *Корчак Е. С. Современные тенденции проектирования гидравлических систем управления автоматизированными ковочными комплексами / Е. С. Корчак // Станочный парк. – Санкт-Петербург, 2012. – №7 (95). – С. 24–25.*
6. *Hydraulic components for industrial applications. Part 6: Hydraulic cylinders.* – REXROTH Bosch Group, 2003. – 528 p.
7. *Корчак Е. С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е. С. Корчак, А. В. Середя // Автоматизация и современные технологии. – М. : Машиностроение, 2014. – № 1. – С. 22–25.*
8. *Korchak E. S. Stressed-and-deformed state analysis of bottom part of high-pressure hydraulic cylinder body / E. S. Korchak, A. V. Sereda // Proceedings of the 14th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2014, 18–21 September 2014, Topola, Serbia. – Vol. 1. – P. 250–252.*
9. *Корчак Е. С. Разработка системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров гидравлических прессов жидкостью низкого давления / Е. С. Корчак // Заготовительные производства в машиностроении. – М. : Машиностроение, 2011. – № 7. – С. 26–28.*
10. *Пат. 116016 України, МПК В30В15/00. Система керування ходом наближення гідравлічного преса підвищеної ефективності / Корчак О. С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА). – № u201609742 ; заявл. 21.09.2016 ; опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9.*
11. *Пат. 116202 України, МПК В30В15/00, В30В15/16. Спосіб прискореного заповнення робочих циліндрів гідравлічного преса рідиною низького тиску на ході наближення рухомої поперечини до поковки / Корчак О. С. ; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА). – № u201612118 ; заявл. 29.11.2016 ; опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9.*

Стаття надійшла до редакції 18.03.2018 р.