

УДК 621.979:681.587

**Корчак О. С., Біленець К. Є.**

## **РОЗВИТОК МЕТОДІВ ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ БАЗОВИХ ВУЗЛІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ**

У сучасних гідравлічних пресах відмови через зношування можуть досягати 80–90 % від загальної кількості всіх відмов [1]. При роботі базових вузлів пресів відмови можуть наступати як наслідок [2]: зношення поверхонь до граничного стану, значної зміни коефіцієнта тертя та різкого його збільшення аж до схоплювання або заїдання у фрикційних і антифрикційних парах, кавітаційного руйнування, похибок монтажу тощо. Слід зазначити, що явища, які відбуваються в парах тертя та гідравлічних елементах пресів, будуть впливати як на безвідмовність, так і на довговічність експлуатації деталей, що сполучаються в відповідних вузлах машини [3]. У загальному випадку відмови внаслідок зношення визначаються наступними характеристиками зношування [4]: станом контактуючих поверхонь, наявністю змащувального матеріалу або іншого проміжного середовища, навантаженням, рівнем перепадів тисків, характером взаємних переміщень тощо.

Чисельні дослідження підтверджують, що визначальними з цих факторів є:

- тиск сполучених поверхонь тертя та швидкість їх відносного переміщення у вузлах ущільнень силових гідроциліндрів і напрямних рухомої поперечини й колон [5, 6], для яких після припрацювання та до граничного зносу швидкість зношення не залежить від часу, тобто є постійною величиною;
- рівень перепадів тиску та пов'язані з ним кавітаційні явища для корпусів і плунжерів силових гідроциліндрів [7], для яких швидкість зношення з часом змінюється з можливим переходом зносу у руйнування внаслідок одночасного розвинення яскраво виражених зон кавітаційного роз'їдання та тріщин від втоми при циклічному навантаженні гідравлічних елементів високим тиском робочої рідини [8–10].

Метою даної роботи є створення методів збільшення ресурсу безвідмовної роботи базових вузлів гідравлічних пресів на основі дослідження їх триботехнічних властивостей з подальшою розробкою відповідних заходів для зменшення зношення силових гідроциліндрів, напрямних рухомої поперечини та колон.

Зазначені базові елементи гідравлічних пресів взаємопов'язані між собою

- як конструктивно – робочі циліндри встановлені у верхню нерухому поперечину та своїми плунжерами спираються на рухому поперечину, а колони своїми кінцями затиснуті у верхню нерухому поперечину та взаємодіють з рухомою поперечиною по напрямним;
- так і функціонально – під час навантаження гідравлічного преса при реалізації технологічних процесів формозмінення заготовки замикання зусиль, що розвиваються, відбувається саме на станині преса, до складу якої входять всі ці базові вузли.

Тому для розробки заходів зі збільшення ресурсу безвідмовної роботи необхідно базові вузли розглядати не окремо один від одного, а застосовувати системний підхід, який передбачає врахування їх взаємодії та взаємного впливу під час промислової експлуатації.

Робочі циліндри по наріжним поверхням сполучаються із верхньою нерухомою поперечиною, між якими утворюють зазор. Його значення визначається в залежності від величини деформації корпусу робочого циліндра під дією внутрішнього тиску. Але впродовж роботи окрім зазначеної деформації додатково виникають та впливають на ресурс безвідмовної роботи базових вузлів гідравлічних пресів;

- перекося рухомої поперечини під дією ексцентричного прикладення робочого (технологічного) навантаження;

- вигин верхньої нерухомої поперечини, в якій розміщені циліндри, внаслідок затискання кінців напрямних колон;
- деформації, обумовлені конфігурацією нерухомої поперечини та способом спірання плунжерів робочих циліндрів на рухому поперечину.

Наведені фактори призводять до значного вироблення наріжних поверхонь робочого циліндра, а також відповідних поверхонь сполучення у верхній нерухомій поперечині. При нерівномірному навантаженні, яке переважно відбувається при промисловій експлуатації гідравлічних пресів, корпус циліндра зношується нерівномірно, тому вироблення мають однобічний характер. Для запобігання нерівномірності зношення поверхонь сполучення, а отже і збільшення ресурсу безвідмовної роботи базових вузлів гідравлічних пресів, треба усувати ексцентричне навантаження машини та системою її автоматичного керування протидіяти відхиленню напрямних колон від геометричної осі. До того ж надійна робота системи автоматичного контролю відхилення напрямних колон гідравлічного преса від геометричної осі залежить від комплексного вирішення задач:

- автоматизації, пов'язаних головним чином з правильним підбором елементів системи автоматичного керування, місць доцільного встановлення засобів контролю та їх взаємного розташування;
- забезпечення якісного монтажу базових вузлів та машини в цілому;
- раціонального проектування конструкцій та забезпечення підвищеної міцності базових вузлів гідравлічних пресів.

Слід зазначити, що окрім цього конструкція рухомої поперечини преса та її напрямних повинні бути такими, щоб під час перекосів внаслідок ексцентриситету прикладення технологічного навантаження забезпечувалася задана жорсткість металоконструкції машини. Конструкція безпосередньо самого напрямного вузла повинна відповідати вимогам створення пониженого тертя, легкого та швидкого переміщення рухомої поперечини, утворення достатньої площі контакту її напрямних втулок з колонами для компенсування впливу ексцентриситету прикладення технологічного навантаження на працездатність базових вузлів.

Для пошуку технічних рішень зі збільшення ресурсу безвідмовної роботи робочих циліндрів в роботі [8] виконаний досконалий аналіз напружено-деформованого стану корпусу робочого циліндра (рис. 1), за результатами якого встановлено, що виконання радіусу заокруглення галтелей 3 величинами меншими, ніж припустимі, призводить до появи в них яскраво виражених зон концентрації напружень, а заглиблення галтелей 3 в середину корпусу більше, ніж на припустиме значення, призводить до виникнення додаткових радіальних зусиль, що спричиняють появу пластичних деформацій та посилюють розвиток тріщин від утомленості. Величини зазначених припустимих параметрів залежать від механічних властивостей матеріалу корпусу робочого циліндра та його конструктивних особливостей.

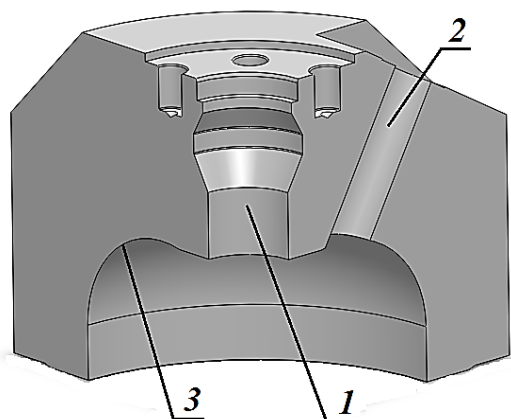


Рис. 1. Донна частина робочого циліндра гідравлічного преса:

1 – широка центральна проточка під вбудований клапан; 2 – отвір для підводу рідини високого тиску, діаметр якого визначається витратною характеристикою приводу робочого циліндра; 3 – галтель, що сполучає циліндричну та донну частини циліндра, форма та розміри якої підбираються із умов створення мінімальної концентрації напружень при силовому навантаженні та відсутності заклинення плунжера в крайньому верхньому положенні

Крім зношення від утомленості найбільшою мірою в робочих циліндрах гідравлічних пресів присутнє кавітаційне зношення внаслідок перепадів тисків на гідравлічних опорах. Підведення рідини низького та високого тисків до внутрішньої порожнини циліндра здійснюється через проточку 1 та отвір 2 відповідно (рис. 1), в яких потік рідини стискується з наступним різким розширенням на ділянці переходу проточки 1 та отвору 2 у внутрішню порожнину корпусу циліндра. Таке деформування струменя робочої рідини створює умови для виділення кавітаційних бульбашок, які, зхлопуючись, визивають ерозію галтелі 3 та внутрішньої порожнини циліндра.

Дослідження [11] показують, що найбільша інтенсивність кавітаційного зношення спостерігається в початкові моменти вприскування робочої рідини під тиском у внутрішню порожнину робочого циліндра, коли перепад тисків і швидкість рідини на ділянці переходу отвору у внутрішню порожнину корпусу максимальні. Це суттєво знижує ресурс безвідмовної роботи корпусу робочого циліндра. Ускладнює ситуацію накопичення в робочій рідині повітря, яке потрапляє в неї при безпосередньому їх контакті в акумуляторі та баці.

Кавітаційні властивості місцевих опорів при розширенні струменя робочої рідини, у тому числі й на ділянці переходу проточки 1 та отвору 2 (рис. 1) у внутрішню порожнину корпусу циліндра, оцінюють за величиною безрозмірного числа кавітації  $\chi$  в залежності від співвідношення  $\bar{h}$  перетинів на гідравлічному опорі [12] (рис. 2).

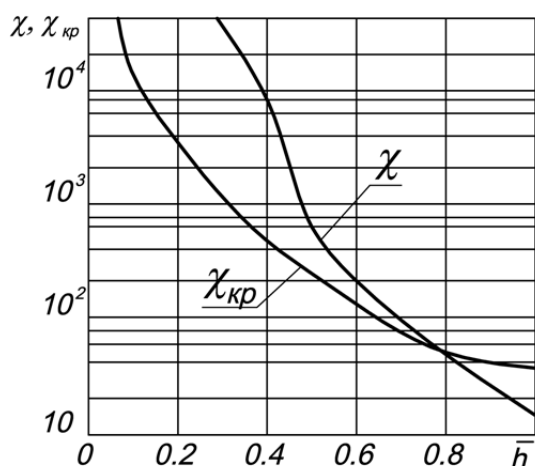


Рис. 2. Криві зміни чисел кавітації місцевого гідравлічного опору при розширенні струменя робочої рідини

Моменту виникнення кавітації в гідравлічному опорі при розширенні струменя робочої рідини відповідає критичне число кавітації  $\chi_{кр}$ . При цьому умова створення докавітаційної зони роботи елементів гідроприводу відповідає наступній формулі:

$$\frac{p_p - p_k}{0,5 \cdot \rho \cdot V_p^2} > \chi_{кр}, \quad (1)$$

де  $p_p$  – тиск рідини перед звуженням та розширенням, МПа;

$p_k$  – тиск утворення кавітаційних бульбашок в робочій рідині, МПа;

$\rho$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$V_p$  – швидкість течії робочої рідини в гідравлічному опорі, м/с.

Якщо умова (1) не виконується, елемент гідроприводу знаходиться в перехідній або критичній кавітаційній зоні, де спостерігається його інтенсивне кавітаційне зношення.

Суттєве перевищення  $\chi_{кр}$  над зазначеним відношенням у формулі (1) говорить про інтенсивне кавітаційне руйнування елемента гідроприводу.

Аналіз умов експлуатації гідравлічних пресів показує, що на даний час перепади тисків та швидкості рідини в гідросистемах такі, що елементи гідроприводу в початкові моменти подачі тиску працюють в закритичній кавітаційній зоні [8–12]. Це підтверджується кривими, зображеними на рис. 2.

Для збільшення ресурсу безвідмовної роботи робочих циліндрів необхідно забезпечити раціональне проектування проточних частин, ділянок їх переходу у внутрішні порожнини циліндрів та інших елементів гідроприводу таким чином, щоб виконувалося співвідношення (1) при збереженні заданих рівнів тиску в гідросистемі.

Зазор між плунжером та внутрішньою порожниною корпусу робочого циліндра встановлюється, виходячи з умов його вільного переміщення в корпусі та відсутності

перетискання робочої рідини в цьому зазорі. Внутрішня порожнина корпусу схильна кавітаційно зношуватися. Однак інтенсивність цього зношення набагато нижча, ніж на ділянці переходу протоочки 1 та отвору 2 (рис. 1) у внутрішню порожнину корпусу циліндра. Крім того в зазначеному зазорі розміщено напрямну втулку, яка запобігає перекосу плунжера при переміщенні рухомої поперечини. Антифрикційні властивості втулки та можливість підведення до неї системи змащення дозволяють значно подовжити строк експлуатації плунжера, особливо, коли до складу матеріалу втулки входить мідь. В цьому випадку окрім зниження тертя створюються умови для виникнення вибіркового переносу. Експлуатаційні умови сполучення «плунжер – напрямна втулка» порушуються, як правило, з причини виникнення корозійного та абразивного зношення. Перший вид зношення розвивається внаслідок старіння робочих рідин, а другий – внаслідок їх недостатньої фільтрації. Тому якість робочої рідини має вирішальне значення при запобіганні зношенню пар тертя силових циліндрів.

### ВИСНОВКИ

Розробка заходів постійного автоматичного контролю та запобігання наближення роботи гідравлічного преса до аварійної границі є вирішальним фактором забезпечення безвідмовної роботи його базових вузлів при умові раціонального їх проектування та відповідності показників роботи заданим експлуатаційним характеристикам.

Ресурс безвідмовної роботи базових вузлів гідравлічних пресів може бути суттєво збільшений шляхом забезпечення високої якості їх виготовлення та монтажу, а також створення умов відсутності зношень, відповідних умовам роботи базових вузлів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анализ отказов, предупреждение разрушений и восстановление базовых деталей мощных гидравлических прессов / Н. П. Коркин, Д. А. Кулагин, А. П. Моисеев, И. А. Сурков // *Технология легких сплавов*. – № 1–2. – 2006. – С. 181–189.
2. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, С. М. Берлинер, Э. Д. Браун, Н. А. Буше ; под ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.
3. Сурков А. И. Обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации / А. И. Сурков, А. Н. Курович, И. А. Сурков // *Тяжелое машиностроение*. – № 5. – 2003. – С. 35–37.
4. Гойдо М. Е. Технические решения для улучшения характеристик работы гидравлических прессов / М. Е. Гойдо, В. В. Бодров, Р. М. Багаутдинов // *Заготовительные производства в машиностроении*. – М. : Машиностроение, 2015. – № 4. – С. 25–32.
5. Сурков И. А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов / И. А. Сурков // *КШП. ОМД*. – № 3. – 2004. – С. 42–45.
6. Новиков В. И. Повышение надежности работы деталей, отвечающих за перемещение подвижной поперечины в гидравлическом ковочном прессе / В. И. Новиков, В. И. Кадошиников, Е. В. Куликова // *КШП. ОМД*. – № 2. – 2012. – С. 24–28.
7. Сурков И. А. Устранение причин и предупреждение разрушений цилиндров мощных гидравлических прессов / И. А. Сурков, А. П. Моисеев // *КШП. ОМД*. – № 5. – 2004. – С. 42–43.
8. Корчак Е. С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е. С. Корчак, А. В. Середа // *Автоматизация и современные технологии*. – М. : Машиностроение, 2014. – № 1. – С. 22–25.
9. An investigation of highly pressurized transient fluid flow in pipelines / Z. Ouchiha, J. C. Loraud, A. Ghezal, M. Kessal and other // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2012. – Vol. 92. – P. 106–114.
10. Vullo V. *Circular Cylinders and Pressure Vessels : Stress Analysis and Design*. – Switzerland: Springer International Publishing, 2014. – 409 p.
11. Тарасенко Т. В. Розрахунок критичних параметрів кавітаційного витікання через дросельні пристрої / Т. В. Тарасенко, М. М. Глазков, В. Г. Ланецький // *Промислова гідравліка і пневматика*. – 2012. – № 1. – С. 27–30.
12. Шинкаренко О. М. Совершенствование гидравлических приводов прессов : монография / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 152 с.