

## РАЗДЕЛ IV ОБОРУДОВАНИЕ И ОСНАСТКА ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ

УДК 621.979

Корчак О. С.  
Нагієв М. І.  
Біленець К. Є.

### ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ЗНОШЕННЯ В СИЛОВИХ ЦИЛІНДРАХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ

Силкові циліндри є одними з найбільш відповідальних деталей в конструкції гідравлічних пресів, особливо, якщо мова йде про головні робочі циліндри, які задіяні при виконанні всіх етапів машинного циклу та взаємопов'язані із заготовкою, що обробляється, через рухому поперечину [1]. Зовні ці циліндри сполучаються з елементами станини преса, а зсередини піддаються впливу робочих рідин високого тиску (32 МПа і більше), що викликають, насамперед, їх втомне й кавітаційне зношення [2]. При цьому, як показує досвід промислової експлуатації, перший тип зношення є переважаючим [3]. Найбільш частою причиною втомного руйнування, виключаючи металургійні дефекти та технологічні помилки, є недостатнє конструкторське опрацювання найбільш небезпечних перетинів і концентраторів напружень конструкцій елементів силових циліндрів, а також незадовільні умови їх експлуатації [4].

Слід зазначити, що за останнє десятиліття істотно змінилися конструкції силових циліндрів гідравлічних пресів [5]. Це викликано, перш за все, впровадженням в системи керування пресами сучасних електрогідравлічних індивідуальних сервоприводів та систем їх діагностування й контролю. Внаслідок цього, стало можливим розташовувати регулювальні клапани як біля силових циліндрів пресів, так і вбудовувати їх безпосередньо в корпуси зазначених вузлів [6]. В останньому випадку характерним є вбудовування наповнювальних клапанів вертикальної конструкції в донну частину робочих циліндрів з виконанням в ній додаткових отворів для підведення рідини високого тиску [7].

Метою даної роботи є створення заходів запобігання зношенню силових циліндрів гідравлічних пресів шляхом аналізу умов їх промислової експлуатації та основних причин виникнення зношення з послідуною розробкою відповідних заходів його усунення.

У загальному випадку силкові циліндри гідравлічних пресів, особливо потужних, виконують плунжерного типу з використанням сталевих поковок в якості заготовок для корпусів та плунжерів. Корпуси циліндрів можуть бути суцільнокованими або зварно-кованими й умовно складаються з трьох основних частин – циліндричної, фланцевої та донної. Конструктивне виконання та параметри силових циліндрів залежать від таких основних факторів [8]:

- технологічного призначення гідравлічного преса;
- максимального технологічного зусилля, яке необхідно розвивати на плунжері робочого циліндра відповідно до певного ступеня зусиль;
- типу і номінального тиску робочої рідини;
- механічних властивостей матеріалу елементів циліндра та ін.

Розглянемо умови експлуатації та пов'язане з ними зношення на прикладі робочого циліндра гідравлічного преса (рис. 1). Такий вибір є не випадковим адже робочий циліндр є найбільш навантаженим силовим гідравлічним вузлом пресу, значні об'єми якого заповнюються рідиною високого тиску на робочому ході з послідуною декомпресією. При цьому останнє явище супроводжується високочастотними коливаннями тиску при дроселюванні робочої рідини через зливний (розвантажувальний) клапан.

На рис. 1 умовно виділені наступні поверхні зношення:

- А, Б – наріжні поверхні сполучення корпусу робочого циліндра з верхньою нерухомою поперечною преса;
- В – внутрішня поверхня корпусу циліндра, підвержена впливу високого тиску робочої рідини;
- Г – проточка донної частини робочого циліндра з отвором для підводу рідини високого тиску в його середину.

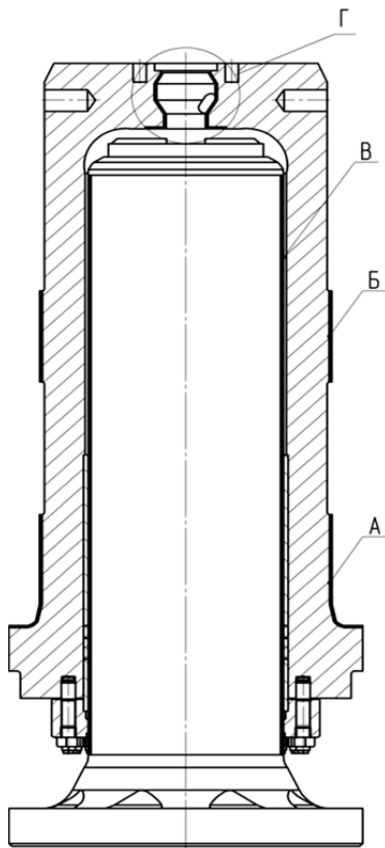


Рис. 1. Загальний вигляд корпусу робочого циліндра гідравлічного преса з елементами та поверхнями зношення

ренням зони зхлопування кавітаційних бульбашок та поверхні інтенсивного кавітаційного зношення внутрішньої порожнини циліндра.

На кожному машинному циклі має місце циклічне навантаження робочого циліндра від мінімального до максимального робочого тиску з наступним інтенсивним його скиданням до вихідного мінімального значення, кількість яких в середньому сягає від 10 до 25 тис. на добу. При такому типі навантаження на наріжних (А, Б) та внутрішніх (В, Г) поверхнях корпусу циліндра розвиваються тріщини від утомленості. Інтенсивність їх появи залежить, перш за все, від величини тиску робочої рідини та геометрії концентраторів напружень в місцях переходу циліндричної частини робочого циліндра в донну та фланцеву.

В роботі [8] виконаний досконалий аналіз напружено-деформованого стану корпусу робочого циліндра, за результатами якого встановлено, що виконання радіусу заокруглення галтелей величинами меншими, ніж припустимі, призводить до появи в них яскраво виражених зон концентрації напружень, а заглиблення галтелей в всередину 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 силового циліндра та його конструктивних особливостей.

Крім зношення від утомленості найбільшою мірою в силових циліндрах гідравлічних пресів присутнє кавітаційне зношення внаслідок перепадів тисків на гідравлічних опорах. Підведення рідини високого та низького тисків до внутрішньої порожнини циліндра здійснюється через проточку (місце Г на рис. 1), в якій потік рідини стискується з наступним різким розширенням на ділянці переходу проточки у внутрішню порожнину корпусу циліндра. Таке деформування струменя робочої рідини створює умови для виділення кавітаційних бульбашок, які, зхлопуючись, визивають ерозію поверхонь гідравлічних елементів. Розглянемо схему механізму виникнення кавітаційного зношення в проточці донної частини робочого циліндра (рис. 2), в якій по мірі течії потоку рідини можна виділити такі інтервали:

- інтервал I – місце розширення струменя рідини високого тиску, яка потрапляє з трубопроводу, що підводить, до порожнини проточки в донній частині циліндра з наступним звуженням потоку на кут конусності 30 град.;
- інтервал II – найвужча частина проточки в донній частині циліндра, де утворюються кавітаційні бульбашки, концентрація яких підвищується по мірі течії потоку рідини в напрямку переходу проточки у внутрішню порожнину корпусу;
- інтервал III – ділянка переходу проточки у внутрішню порожнину корпусу циліндра з утво-

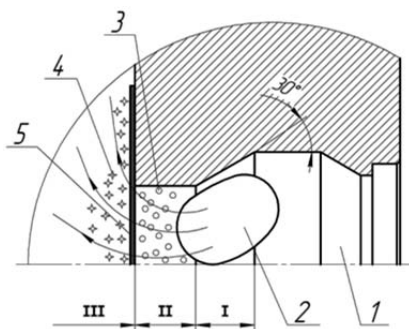


Рис. 2. Схема механізму виникнення кавітаційного зношення в проточці донньої частини робочого циліндра:

1 – проточка в донній частині; 2 – отвір для підводу всередину циліндра рідини високого тиску; 3 – кавітаційні бульбашки; 4 – місця зхлопування бульбашок; 5 – поверхня інтенсивного кавітаційного зношення внутрішньої порожнини циліндра

Зовні силові циліндри сполучаються із елементами станини по поверхням А і Б (рис. 1), між якими утворюють зазор. Його величина залежить від деформації корпусу циліндра під дією внутрішнього тиску. Але впродовж роботи окрім зазначеної деформації додатково виникають:

- 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.

Всі ці зазначені фактори призводять до значного (величину у кілька мм) [2] вироблення поверхонь А і Б (рис. 1) 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 і Б (рис. 1) треба усувати ексцентричне навантаження преса та системою автоматичного керування пресом протидіяти відхиленню напрямних колон від геометричної осі.

Зазор між плунжером та внутрішньою порожниною корпусу циліндра встановлюється, виходячи з умов його вільного переміщення в корпусі та відсутності перетискання робочої рідини в цьому зазорі. Внутрішня порожнина В (рис. 1) корпусу схильна кавітаційно зношуватися. Однак інтенсивність цього зношення набагато нижча, ніж в проточці Г (рис. 1). Крім того в зазначеному зазорі розміщено напрямну втулку, яка запобігає перекося 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

Зношення в силових циліндрах гідравлічних пресів є результатом комплексного впливу цілого ряду факторів, основними з яких є: умови експлуатації циліндрів, конструктивні особливості їх окремих складових елементів, тип та якість робочої рідини, що використовується в системі керування пресом, рівень та перепад тисків на вході у циліндр, характер та ексцентричність прикладення робочого навантаження гідравлічного преса.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Vullo V. *Circular Cylinders and Pressure Vessels : Stress Analysis and Design*. – Switzerland: Springer International Publishing, 2014. – 409 p.
2. Семичев Ю.С. О своевременности работ по предупреждению аварий мощных гидравлических прессов, вызванных «внезапным» разрушением базовых деталей / Ю. С. Семичев, И. А. Сурков // КШП. ОМД. – 2012. – № 10. – С. 29–36.
3. 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.
4. Mair G. W. Concept of interactive determination of safe service life for composite cylinders by destructive tests parallel to operation / G. W. Mair, F. Scherer, E. Duffner // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2014. – Vol. 120–121. – P. 36–46.
5. Korchak E. S. Designing high-pressure hydraulic cylinder body of rational construction / E. S. Korchak // *Proceedings of the 12th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2012, 13–17 September 2012, Vrnjacka Banja, Serbia*. – Vol. 1. – P. 206–209.
6. *Hydraulic components for industrial applications. Part 6: Hydraulic cylinders*. – REXROTH Bosch Group, 2003. – 528 p.
7. 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.
8. Корчак Е. С. Современные технологии проектирования корпусов рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов / Е. С. Корчак, А. В. Серeda // *Автоматизация и современные технологии*. – М. : Машиностроение, 2014. – № 1. – С. 22–25.

## REFERENCES

1. Vullo V. *Circular Cylinders and Pressure Vessels : Stress Analysis and Design*. – Switzerland: Springer International Publishing, 2014. – 409 p.
2. Semichev Ju.S. O svoevremennosti rabot po preduprezhdeniju avarij moshhnyh gidravlicheskih pres-sov, vyzvannyh «vnezapnym» razrusheniem bazovyh detalej / Ju. S. Semichev, I. A. Surkov // KShP. OMD. – 2012. – № 10. – S. 29–36.
3. 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.
4. Mair G. W. Concept of interactive determination of safe service life for composite cylinders by destructive tests parallel to operation / G. W. Mair, F. Scherer, E. Duffner // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – Elsevier, 2014. – Vol. 120–121. – P. 36–46.
5. Korchak E. S. Designing high-pressure hydraulic cylinder body of rational construction / E. S. Korchak // *Proceedings of the 12th International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2012, 13–17 September 2012, Vrnjacka Banja, Serbia*. – Vol. 1. – P. 206–209.
6. *Hydraulic components for industrial applications. Part 6: Hydraulic cylinders*. – REXROTH Bosch Group, 2003. – 528 p.
7. 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.
8. Korchak E. S. Sovremennye tehnologii proektirovanija korpusov rabochih cilindrov moshhnyh gidravlicheskih pressov / E. S. Korchak, A. V. Sereda // *Avtomatizacija i sovremennye tehnologii*. – М. : Mashino-stroenie, 2014. – № 1. – S. 22–25.

Корчак О. С. – д-р техн. наук, доц. каф. КДіМППМ ДДМА;

Нагієв М. І. – інженер-технолог ПрАТ «НКМЗ»;

Біленець К. Є. – магістр ДДМА.

ДДМА – Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ.

ПрАТ «НКМЗ» – Приватне акціонерне товариство «Новокраматорський машинобудівний завод», м. Краматорськ.

E-mail: helen\_korchak@ukr.net

Стаття надійшла до редакції 12.10.2018 р.