

Іванов М.І., к.т.н., Ковальова І.М.

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ РЕГУЛЬОВАНОГО АКСІАЛЬНОГО РОТОРНОПОРШНЕВОГО НАСОСА

**Ключові слова:** гідростатичні підшипники, аксіальні роторнопоршневі насоси, системи живлення, дослідження впливу, силова дію поршнів

В процесі роботи сучасних сільськогосподарських машин задіяна значна кількість активних робочих органів. Для їх ефективної роботи використовуються магістральні гідроприводи, в яких робоча рідина подається до гідродвигуна від гідромагістралі. Це вимагає встановлення відповідного гідравлічного обладнання, яке дає можливість регулювати подачу робочої рідини, тим самим підвищуючи енергоощадність мобільних машин. До такого обладнання відносяться аксіальні роторнопоршневі насоси, які дають змогу застосовувати LS-регулятори для регулювання подачі робочої рідини, а також працювати із високим тиском.

Дослідження роботи регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів типу PVC, робочий об'єм яких змінюється завдяки зміні кута нахилу похилого диска, показало значні відхилення в роботі гідростатичних підшипників, що можуть бути спричинені похибками в роботі системи їх живлення. Для виявлення причин неналежної роботи насоса проводились дослідження впливу характеристик механізму керування нахилом похилого диска на якість його роботи.

Різні типорозміри насосів типу PVC мають різні конструктивні рішення для забезпечення системи живлення гідростатичних підшипників. В насосах PVC 1.45 і PVC 1.63 виробництва ПрАТ «Гідросила АПМ» (м. Кропивницький) подача робочої рідини до підшипників відбувається від поршнів блоку циліндрів, що знаходяться в зоні високого тиску. Далі через канали в похилому диску робоча рідина під тиском поступає в камери і відтискає цапфи похилого диска від ложементу. Конструкція насоса типу PVC передбачає пульсацію подачі на рівні 1,5% для блоку з 9 поршнів. Причиною цього є відповідний характер руху поршнів в процесі роботи насоса.

Було проаналізовано силову дію поршнів на похилий диск [1, 2], в результаті чого виявлено, що при повороті блока циліндрів на кут  $40^\circ$  мають місце два цикли зміни моменту, направлено на збільшення подачі насоса із розмахом коливань  $300 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при номінальному тискові 250 бар. Причому частота коливань указанного моменту при номінальній частоті обертання 2500 об/хв. становить 750 Гц. При цьому внаслідок того, що похилий диск має можливість повороту, коливання даного моменту призводить до коливань кута нахилу похилого диска та пульсацій витрати подачі насоса. Такі значні коливання суттєво впливають на стан цапф похилого диска, тому висувуються особливі вимоги до гідростатичних підшипників і виникає необхідність дослідження їх роботи. Тому було проведено дослідження впливу

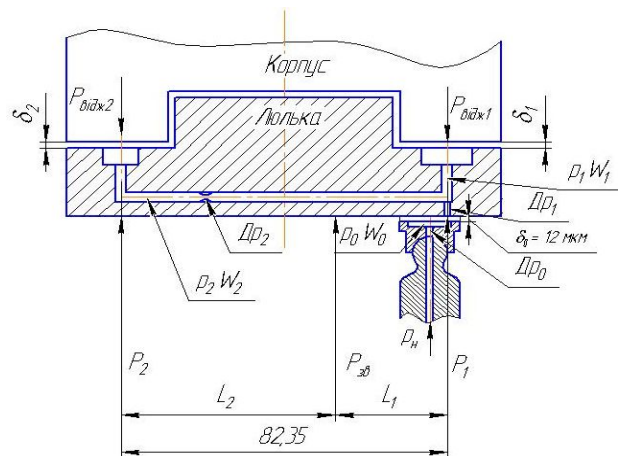
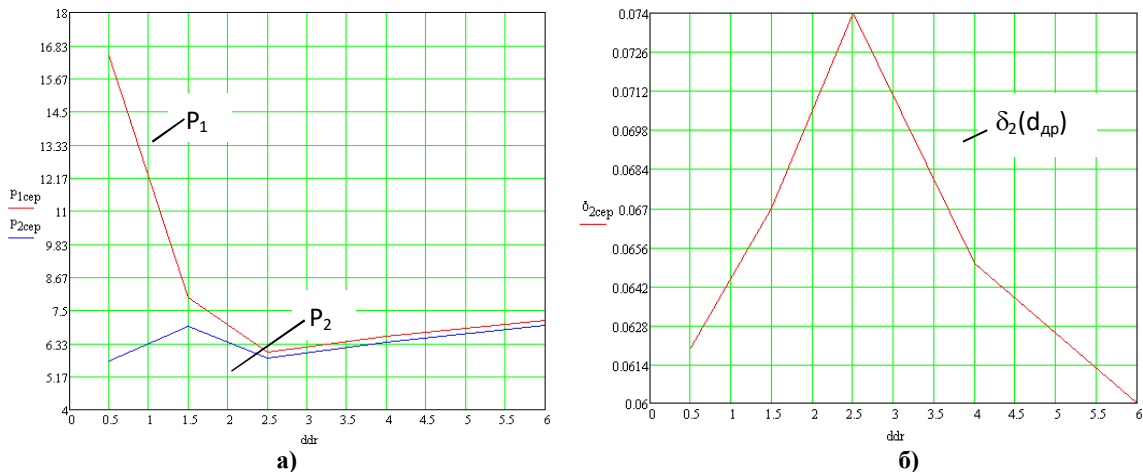


Рис. 1 – Розрахункова схема системи гідростатичних підшипників

діаметру дроселя 2 (див. рис. 1) в корпусі похилого диска на роботу гідростатичного підшипника.

Дослідження проводилися для діаметрів дроселя 0,5; 1,5; 2,5; 4 мм і взагалі без дроселя. В результаті отримані осцилограми роботи насоса, а саме – залежність тиску в камерах та величини зазору між цапфами похилого диска і ложементом від діаметру дроселя. Виявилось, що від діаметру дроселя залежить ще і частота коливань. Так, при діаметрі 0,5 мм вона складає 720 Гц, а без дроселя всього 130 Гц. Слід зазначити, що зазор присутній лише між цапфою з камерою низького тиску і ложементом, а між цапфою з камерою високого тиску і ложементом зазор дорівнює нулю. Тобто має місце нерівномірність роботи гідростатичних підшипників на двох цапфах.

Зі збільшенням діаметру дроселя (див. рис. 2) тиски в обох камерах приймають майже однакові значення, а зазор зменшується. Зменшується також частота коливань цих параметрів.



**Рис. 2 – Залежності досліджуваних величин від діаметру дроселя**  
**а) залежність тиску в камерах похилого диску, б) залежність величини зазора між цапфою і ложементом**

З одного боку, зменшення зазора і частоти коливань має позитивний вплив на роботу гідростатичного підшипника, проте при цьому стають майже однаковими тиски в камерах похилого диска, що має негативний вплив, оскільки в камері, що знаходиться з боку дії поршнів високого тиску, необхідно створювати більший тиск, який призведе до утворення зазора між даною цапфою і ложементом. Тому подальші дослідження мають на меті розробку певних конструктивних рішень, що забезпечать нормальну роботу гідростатичного підшипника насоса PVC 1.63. Очевидною є необхідність досліджень нелінійної залежності величини  $\delta_2$  переміщення цапфи люльки від величини діаметра дроселя. Актуальність розроблення заходів по зменшенню величини  $\delta_2$  полягає у зменшенні перекосу похилого диска, що може призводити до порушення нормальної роботи насоса.

#### Список літератури

1. *Іванов Н.И. Параметрическое возбуждение пульсаций при работе регулируемого аксиального роторнопоршневого насоса / [Н.И. Иванов, А.Н. Переяславский, С.А. Шаргородский, И.М. Ковалёва, Р.А. Гречко] // Промислова гідраліка і пневматика. – 2017. - №2 (56). – С. 70-76.*
2. *Іванов М.І. Удосконалення системи керування нахилом люльки аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC 1.63 / [Іванов М.І., Переяславський О.М., Шаргородський С.А., Ковальова І.М. та ін.] // Промислова гідраліка і пневматика.–2015. – №4(50). – С.64-70.*