



УДК 519.87:62-82:621.822.72

Іванов М.І., к.т.н., проф., Переяславський О.М., к.т.н., доц., Ковальова І.М.,  
Рязанцев М.Ю., Гречко Р.О.

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

## АНАЛІЗ РОБОТИ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ЛЮЛЬКИ НАСОСА PVC 1.63

Подальше удосконалення конструкції сільськогосподарських машин за основну тенденцію має підвищення рівня гідрофікації їх робочих органів. Підвищення робочих швидкостей сільськогосподарських машин до 20 км/год, максимального тиску в гідросистемах до 480 бар вимагає суттєвого підвищення рівня характеристик комплектуючих гідроагрегатів. Виробники промислової гідравліки приділяють значну увагу підвищенню технічного рівня гідравлічного обладнання, в тому числі аксіальних роторно-поршневих насосів, які останнім часом знаходять все більш широкого використання в практиці сільськогосподарського машинобудування.

Насос типу PVC 1.63, виробництва ПАТ «Гідросила АПМ» (м. Кіровоград), в своєму складі має пристрій регулювання подачі робочої рідини в залежності від умов роботи гідравлічної системи, який забезпечує постійну величину витрати у гідролінії, за якою робоча рідина надходить до виконавчого гідродвигуна. Стабілізація витрати робочої рідини забезпечується системою управління шляхом зміни кута нахилу люльки і, відповідно, робочого об'єму насоса. Точність повороту люльки залежить від характеристик підшипникового вузла, який є опорами цапф люльки. З іншого боку навантаження підшипників люльки відбувається шляхом прижиму її до опор плунжерами, які знаходяться у зоні високого тиску. Через пульсації тиску у лінії нагнітання аксіального роторно-поршневого гідронасоса, сила прижиму люльки до робочих поверхонь



підшипника також буде непостійною в межах до 3%. В той же час очевидно, що висока частота пульсацій тиску ( $\sim 300$  Гц) при відповідній масивності люльки призводить до виникнення ефекту фільтру вказаних коливань.

В практиці розробки і виготовлення аксіальних роторно-поршневих насосів типу PVC прийнято зсувати вісь повороту люльки від осі обертання блока циліндрів. Вважається, що таким чином створюється додатковий крутний момент на люльці, який має збільшити момент, спрямований на збільшення кута повороту люльки.

Проведений аналіз зміни величини моменту повороту люльки відносно осі цапф показав, що дійсно силова дія плунжерів на площину люльки призводить до створення моменту, який повертає люльку в напрямку збільшення кута її нахилу. Виявилось, що величина даного моменту має пульсуючий характер (частота коливань  $\sim 600$  Гц) та залежить від величини зсуву  $\Delta$  осі цапф відносно осі блока циліндрів. Так, при величині зсуву  $\Delta = 5$  мм, момент повороту люльки змінюється в межах  $M_n = 0,34 - 0,04$  Н·м, при зсуві  $\Delta = 4$  мм  $M_n = 0,3 - 0,01$  Н·м, при зсуві  $\Delta = 3$  мм  $M_n = 0,26 - -0,02$  Н·м. Від'ємне значення моменту повороту люльки свідчить, що в певному кутовому положенні блока циліндрів при зменшенні  $\Delta$  виникають моменти, які намагаються повернути люльку в бік зменшення кута нахилу люльки.

В той же час слід зазначити, що момент повороту люльки в положення максимальної подачі під дією пружини системи управління становить  $M_{уп} = 7,27 - 4,26$  Н·м. Таким чином, момент, створений за рахунок зсуву осі повороту люльки не перевищує 4% від моменту, який викликаний пружиною системи управління.

Подальші дослідження характеристик підшипникового вузла передбачають дослідження впливу параметрів гідравлічної системи гідростатичних підшипників та заходів по підвищенню рівня їх характеристик.



*Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці"  
Секція 3  
"Гідравлічні та пневматичні машини, гідروпередачі"*