

DOI: 10.34185/1991-7848.2024.01.06

УДК 62-82

П.Т. Мельянцов, О.М. Лосіков, В.К. Сидоренко

АНАЛІТИЧНІ ОБҐРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОПОРИ П'ЯТИ ПЛУНЖЕРА АКсіАЛЬНО- ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН

***Анотація.** Проводяться аналітичні дослідження з обґрунтування структурного параметру контролю технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини для умов сервісних підприємств. Отримана аналітична залежність зазору у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зносу кільцевої опори по висоті та тиску робочої показала, що в якості контролюючого структурного параметра для контролю кільцевої опори п'яти плунжера може бути використана висота кільцевої опори п'яти, за умови рівномірного її зношення. Встановлено, що втрати робочої рідини між кільцевою опорою п'яти і опорою люльки за своїм об'ємом не впливають суттєво на об'ємний ККД трансмісії і можуть компенсуватися насосом підживлення.*

***Ключові слова:** аксіально-поршнева гідромашини, качаючий вузол, п'ята плунжерна, кільцева опора п'яти плунжера, гідростатичний підшипник, аксіальна жорсткість, структурний параметр, гідроабразивне зношення, об'ємні втрати рідини.*

Постановка проблеми

Працездатність гідросистем мобільних колісних та гусеничних транспортних засобів у значній мірі залежить від функціонування об'ємних гідравлічних трансмісій, в яких широке застосування знаходять аксіально-поршневі гідроагрегати, які на конструктивному рівні повинні відповідати високим показникам експлуатаційної надійності.

Водночас, до аксіально-поршневих гідромашин постійно зростають вимоги до їх надійності, в зв'язку з застосуванням мобільних машин

© Мельянцов П.Т., Лосіков О.М., Сидоренко В.К., 2024

оснащених гідравлічними трансмісіями в різних галузях народного господарства.

Це підтверджується постійним інтересом вчених, інженерів і виробників в області підвищення їх робочих характеристик, збільшенню довговічності і безвідмовності їх роботи, дослідженню умов мащення основних пар тертя, зниженню витрат робочої рідини, шуму та вібрації [1, 2, 3, 4].

Разом з тим, аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій показує, що в умовах експлуатації виникають як ресурсні, так і раптові відмови, які припадають на агрегати гідравлічної трансмісії [5].

Відмова аксіально-поршневих агрегатів приводить до значних витрат із-за простою мобільної машини, за рахунок відсутності ефективних засобів діагностування об'ємних гідравлічних трансмісій, а також безпосередньо із затрат на проведення ремонтних робіт, які характеризуються в своїй більшості заміною деталей зі слідами значного зношення на нові комплектуючі.

Відновлення посадки деталей в спряженнях таким методом не забезпечує відпрацювання ними повного міжремонтного ресурсу, так як одна із деталей спряження (з меншими слідами зношення) відновлюється застосуванням притирочних операцій, при виконанні яких не завжди вдається відновити геометричну форму деталі та клас чистоти поверхні. В значній мірі такий стан пояснюється відсутністю обґрунтованих структурних параметрів технічного стану деталей качаючих вузлів гідромашин, які застосовуються для контролю їх технічного стану при проведенні прямого діагностування. Особливо це стосується деталей плунжерної пари качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

В качаючих вузлах аксіально-поршневих гідронасосах (АПН) і гідромоторах (АПМ) застосовується плунжера пара з гідростатичними п'ятами, які в процесі роботи використовують гідростатичне розвантаження. Наявність гідростатичного підшипника дозволяє працювати гідромашинам на більш високих швидкостях, тисках, а також збільшує їх ресурс [6].

Конструктивно гідростатичний підшипник п'яти плунжера дозволяє зменшити механічні втрати за рахунок деякого росту об'ємних витрат. Цієї

точки зору дотримується і ряд авторів [6, 7]. При розгляданні ними загальних питань гідростатичного врівноваження підшипника, однією із основних задач було знаходження умов мінімальних сумарних об'ємних втрат. Для її вирішення вони підходили з конструктивної точки зору, визначали оптимальні параметри п'яти, висоту кільцевої опори, товщину її опорної частини та ін. При цьому, практично не розглядалось питання роботи гідростатичної опори з врахуванням її зношення, яке виникає в процесі експлуатації гідромашин, що підтверджується в роботі [6], де автори відмічають, що для кільцевої опори п'яти плунжера характерним буде гідроабразивне зношення і в процесі ремонту його необхідно усувати.

Видалення слідів гідроабразивного спрацювання на робочій поверхні кільцевої опори п'яти плунжера в умовах технічного сервісу проходить з застосуванням притирочних операцій, до повного видалення гідроабразивних рисок, які розміщуються на робочій поверхні стохастично і мають різну глибину. В результаті проведення відновлювальних операцій висота кільцевої опори п'яти плунжера буде різною, що обумовлюється глибиною абразивних рисок і відсутністю обґрунтованого структурного параметру, за яким можна було б контролювати технічний стан кільцевої опори п'яти плунжера і давати оцінку щодо подальшого використання плунжерної пари в технологічному процесі ремонту аксіально-поршневого агрегату.

Дану ситуацію, що склалась, можна пояснити не достатньою інформацією щодо впливу зміни структурного параметра технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера на працездатність гідромашини через зростання об'ємних втрат робочої рідини, обумовлених гідроабразивним зношенням робочої опори п'яти.

Мета дослідження

Мета дослідження – обґрунтування контролюючих структурних параметрів технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера виявленням функціональної залежності між зміною структурного параметру та об'ємними втрати робочої рідини.

Викладення основного матеріалу дослідження

Обґрунтування структурного параметра для контролю технічного стану деталей спряження «кільцева опора п'яти-опора люлька» (для гідронасоса) і «кільцева опора п'яти-похила шайба» (для гідромотора), з метою визначення ремонтпридатності п'яти плунжера, потребує розгляду впливу зношення кільцевої опори п'яти плунжера по висоті h на зазор δ між опорою п'яти і опорною поверхнею, виходячи з того, що зростання зазору буде обумовлювати зростання витоків робочої рідини.

При цьому, приймемо умову, що аксіальна жорсткість, яка запобігає перекошенню п'яти плунжера по відношенню до опори, забезпечує паралельність між поверхнями тертя.

Схему роботи гідростатичного підп'ятника показано на (рис. 1).

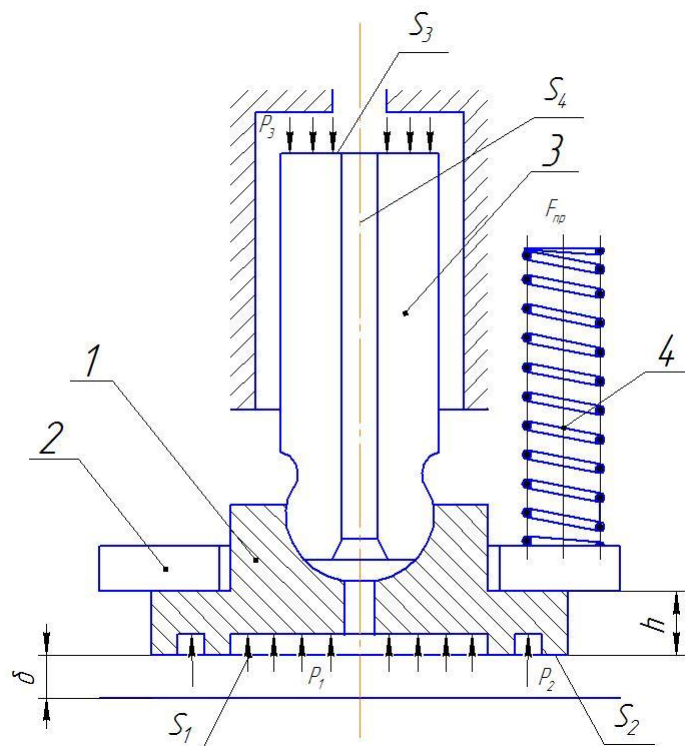


Рисунок 1 - Схема роботи гідростатичного розвантаження підп'ятника:
1 – п'ята; 2 – сепаратор; 3 – плунжер; 4 – пружина

Складемо рівняння балансу сил, які діють на п'яту згідно (рис. 1):

$$P_3 \times S_3 + F_{np} - P_1 \times S_1 + P_2 \times S_2 = 0, \quad (1)$$

де P_1 – зусилля відтискання, що виникає на площі п’яти обмеженої кільцевою опорою;

P_2 – тиск робочої рідини в корпусі гідромашини;

P_3 – тиск робочої рідини на площу плунжера;

S_1 – площа п’яти, що обмежена кільцевою опорою;

S_2 – площа п’яти, на яку діє тиск P_2 ;

S_3 – площа плунжера, на яку діє тиск P_3 ;

F_{np} – зусилля пружини на п’яту.

З виразу (1) визначаємо P_1 :

$$P_1 = \frac{F_{np} + P_3 \times S_3 + P_2 \times S_2}{S_1} = \frac{S_3}{S_1} \times P_3 + \frac{F_{np}}{S_1} + \frac{P_2 \times S_2}{S_1}, \quad (2)$$

Складемо умову збереження витрати рідини, вважаючи що:

$$Q_1 = K \times \frac{\Delta P \times S}{l}, \quad (3)$$

де K – коефіцієнт жорсткості пружини;

ΔP – перепад тиску;

l – довжина каналу;

S – площа перерізу отвору.

Тоді через отвір плунжера будемо мати витрату:

$$Q_1 = K \times \frac{(P_3 - P_1) \times S_4}{l_4}, \quad (4)$$

де S_4 – площа перерізу отвору плунжера;

l_4 – довжина каналу, що проходить через плунжер.

Витрати через кільцеву щілину між п’ятою та опорою будуть визначатись виразом:

$$Q_2 = K \times \frac{(P_1 - P_2) \times \delta \times 2 \times \pi \times R}{\lambda}, \quad (5)$$

де δ – висота щілини;

R – радіус, де проходить перепад P_1 на P_2 ;

λ – довжина пояску, на якому проходять витoki рідини.

Прирівнюючи отримані значення витрат визначимо δ :

$$\delta = \frac{(P_3 - P_1) \times S_4 \times \lambda}{l_4 \times \pi \times D \times (P_1 - P_2)}, \quad (6)$$

Підставивши P_1 з рівняння (2) в (6) знайдемо залежність висоти щілини δ від P_3 :

$$\delta = -\frac{S_4 \times \lambda}{l_4 \times \pi \times D} \times \left(1 - \frac{(P_3 - P_2) \times S_1}{S_3 \times P_3 + F_{np} + P_2 \times (S_2 - S_1)}\right), \quad (7)$$

Таким чином з виразу (7) випливає, що:

$$\delta = f(P_3, F_{np}), \quad (8)$$

Якщо зберегти P_3 , то стирання висоти кільцевої опори $F_{стир}$ буде призводити до зміни F_{np} :

$$F_{стир} = F_{np} \times \cos \alpha, \quad (9)$$

$$F_{np} = K \times (l_0 - l_1), \quad (10)$$

де α – характерний кут нахилу п'яти по відношенню до плунжера;

l_0 – початкова довжина пружини;

l_1 – довжина стисненої пружини.

Тоді з (рис. 2) виходить, що довжина стисненої пружини визначається як:

$$l_1 = A - h - \delta_0, \quad (11)$$

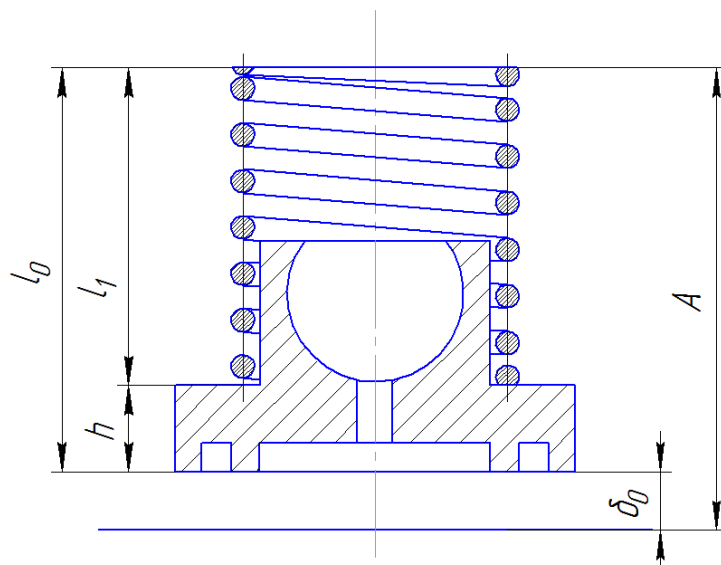


Рисунок 2 – До визначення довжини стисненої пружини

Підставляючи вираз (11) у (10) отримаємо:

$$F_{np} = K \times (l_0 - A + h + \delta_0), \quad (12)$$

Тоді вираз (8) з врахуванням виразу (12) отримає вид:

$$\delta = F \times [P_3, K \times (l_0 - A + h + \delta_0)], \quad (13)$$

Таким чином, ми отримали зв'язок між висотою зазору δ та висотою конструкції п'яти плунжера h , яка в процесі роботи може змінюватись за рахунок зносу.

Знайдемо залежність між відхиленням $u\delta$ тобто $\Delta\delta$ та відхиленням yh тобто Δh :

$$\Delta\delta = F'_{F_{np}} \times F_{F_{np}h} \times \Delta h, \quad (14)$$

$$F'_{F_{np}h} = K, \quad (15)$$

$$F'_{F_{np}} = -\frac{S_4 \times \lambda}{l_4 \times \pi \times D} \times \left(1 - \frac{(P_3 - P_2) \times S_1}{(S_3 \times P_3 + F_{np} + P_2 \times (S_2 - S_1))^2}\right), \quad (16)$$

Підставимо у вираз (14) значення $F'_{F_{np}h}$ та $F'_{F_{np}}$ отримаємо:

$$\Delta\delta = -\frac{S_4 \times \lambda \times (P_3 - P_2) \times S_1 \times K \times \Delta h}{l_4 \times \pi \times D \times (S_3 \times P_3 + F_{np} + P_2 \times (S_2 - S_1))^2}, \quad (17)$$

Вираз (17) зв’язує зміну висоти кільцевої опори з величиною щілини між кільцевою опорою п’яти й опорою люльки або похилої шайби гідромотора.

Розрахунок зазору $\Delta\delta$ між кільцевою опорою п’яти й опорою люльки залежно від зношування кільцевої опори по висоті Δh виконувався за наступним даними: площа перетину отвору в плунжері $S_4 = 8\text{мм}^2$; довжина поясу на якому відбувається витік робочої рідини $\lambda = 4\text{мм}$; площа п’яти, обмеженою кільцевою опорою $S_1 = 281\text{мм}^2$; довжина каналу в плунжері $l_4 = 90\text{мм}$; коефіцієнт жорсткості пружини $K = 34,1$; зношування кільцевої опори по висоті $\Delta h = 0,1\dots 0,7\text{мм}$; площа плунжера $S_3 = 286\text{мм}^2$; діаметр на якому відбувається перепад тиску P_1 на P_2 , $D = 20\text{мм}$; тиск робочої рідини на плунжер $P_3 = 3,5; 15,0; 21,0\text{МПа}$; зусилля, яке розвиває пружина $F_{\text{пр}} = 128\text{Н}$; тиск робочої рідини в дренажній магістралі $P_2 = 25 \times 10^{-2}\text{МПа}$; площа п’яти плунжера на яку діє тиск дренажу $S_2 = 276,32\text{мм}^2$.

Результати розрахунків представлені в таблиці 1 і зображені графічно на (рис. 3).

Таблиця 1

Залежність зазору в сполученні «кільцева опора п’яти – опора люльки» від зношування кільцевої опори п’яти по висоті й тиску робочої рідини.

Зношування кільцевої опори по висоті, мм	Значення зазору між кільцевою опорою п’яти й опорою люльки в мм, при тиску робочої рідини		
	$P_3 = 3,5\text{МПа}$	$P_3 = 15,0\text{МПа}$	$P_3 = 21,0\text{МПа}$
0,1	0,0013	0,0018	0,0016
0,2	0,0026	0,0036	0,0032
0,3	0,0039	0,0054	0,0048
0,4	0,0052	0,0072	0,0064
0,5	0,0065	0,0090	0,0080
0,6	0,0078	0,0108	0,0096
0,7	0,0091	0,0126	0,0110

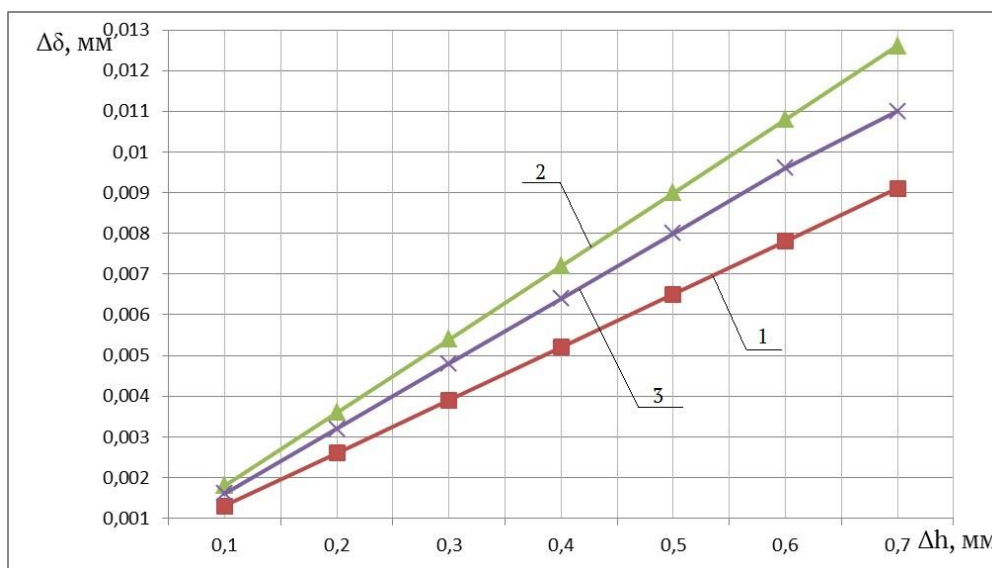


Рисунок 3 – Залежність зазору ($\Delta\delta$) у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зносу кільцевої опори по висоті (Δh) та тиску робочої рідини:
 1 – $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$; 2 – $P_3 = 15,0 \text{ МПа}$; 3 – $P_3 = 21,0 \text{ МПа}$

Аналіз отриманих результатів показує, що при зношуванні кільцевої опори п'яти плунжера по висоті до 0,7 мм зазор між кільцевою опорою і опорою люльки зростає на 38 %, від 0,0091 мм при $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$, до 0,0126 мм при тиску $P_3 = 15,0 \text{ МПа}$. При цьому, спостерігається зростання зазору лише на 20 %, до 0,011 мм при $P_3 = 21,0 \text{ МПа}$ в порівнянні з зазором при $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$. Така не відповідність зростання зазорів, при різних тисках, пояснюється співвідношенням площі S_3 плунжера до площі S_1 п'яти, які на конструктивному рівні підібрані таким чином, що при номінальному тиску $P_H = P_3 = 21,0 \text{ МПа}$ між поверхнями тертя формується оптимальний зазор.

Збільшення зазору між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки, через зношування першої, буде спричиняти й зростання втрат робочої рідини. Врахувавши, що аксіальна жорсткість гідростатичного підшипника забезпечує паралельність поверхонь тертя деталей, визначимо витрату рідини через зазор, використовуючи вираз [6, 7]:

$$Q^y = \frac{\pi \times P_3 \times \delta^3}{6 \times v \times \rho \times \ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (18)$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини;

ρ - щільність робочої рідини;

r_2, r_1 – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси кільцевої опори п'яти.

Вираз (18) дозволяє визначити втрати робочої рідини для спряження «кільцева опора п'яти-опора люльки».

Тоді сумарні втрати робочої рідини через зазор у парі «кільцева опора п'яти-опора люльки», з врахуванням того, що качаючий вузол гідромашини має дев'ять таких пар, п'ять із яких працює в магістралі високого тиску, а чотири в магістралі низького тиску, визначаються за виразом:

$$Q^y = \frac{\pi \times P_3 \times \delta^3}{6 \times \nu \times \rho \times \ln \frac{r_2}{r_1}} \times (P_4 \times Z_1 + P_5 \times Z_2), \quad (19)$$

де P_4 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю;

P_5 – перепад тиску робочої рідини між магістралями низького тиску й дренажною магістраллю;

Z_1 і Z_2 – відповідно число плунжерів, які знаходяться в магістралі високого й низького тисків.

Розрахунок сумарних втрат робочої рідини, обумовлених зазором між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки виконувався за наступними даними: зазор у сполученні $\delta = 0,0013..0,0112 \text{ мм}$; внутрішній радіус кільцевої опори $r_1 = 9 \text{ мм}$; зовнішній радіус кільцевої опори $r_2 = 11 \text{ мм}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю $P_4 = 3,5; 15,0; 21,0 \text{ МПа}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького тиску й дренажною магістраллю $P_5 = 1,45 \text{ МПа}$; число плунжерів, що перебувають у магістралі високого тиску $Z_1 = 5$; число плунжерів, що перебувають у магістралі низького тиску $Z_2 = 4$; щільність робочої рідини $\rho = 1,1 \times 10^2 \text{ кг/м}^3$ [7]; коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 10 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.
Результати розрахунку зведені в таблицю 2.

Таблиця 2.

Значення втрат робочої рідини, обумовлених зазором у сполученні «кільцева опора п'яти – опора люльки»

Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 3,5\text{МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$		Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 15,0\text{МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$		Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 21,0\text{МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$	
$\delta, \text{мм}$	$Q^y, \text{см}^3 / \text{с}$	$\delta, \text{мм}$	$Q^y, \text{см}^3 / \text{с}$	$\delta, \text{мм}$	$Q^y, \text{см}^3 / \text{с}$
0,013	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0018	$1,22 \cdot 10^{-1}$	0,0016	$1,18 \cdot 10^{-1}$
0,026	$1,07 \cdot 10^{-1}$	0,0036	$9,8 \cdot 10^{-1}$	0,0032	$9,5 \cdot 10^{-1}$
0,0039	$3,62 \cdot 10^{-1}$	0,0054	3,31	0,0048	3,20
0,0052	$8,57 \cdot 10^{-1}$	0,0072	7,83	0,0064	7,60
0,0065	1,67	0,0090	15,31	0,0080	14,85
0,0078	2,89	0,0108	26,46	0,0096	25,66
0,0091	4,60	0,0126	42,0	0,0112	38,60

Отримана залежність, представлена графічно на (рис. 4).

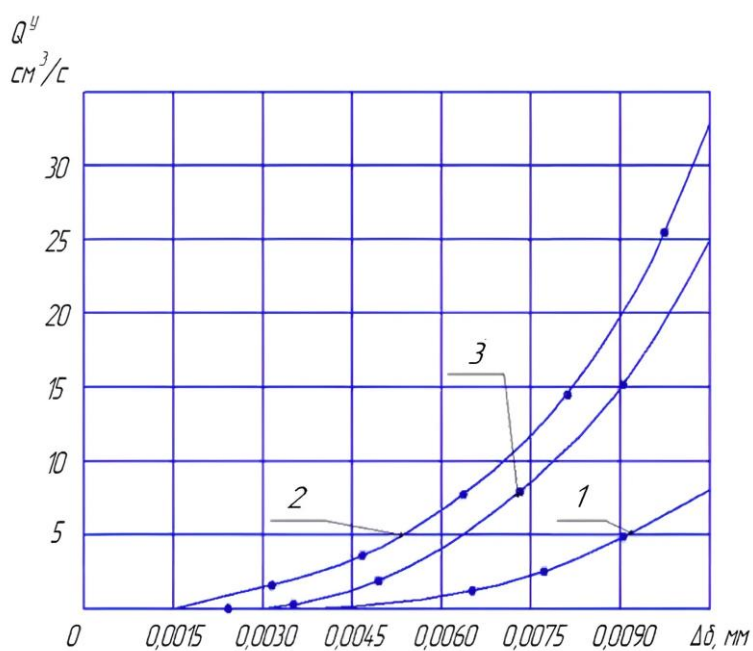


Рисунок 4 – Втрати робочої рідини Q^y , що обумовлені зазором $\Delta\delta$ у спряженні

«кільцева опора п'яти – опора люльки» при:

- 1 - $\Delta P_4 = 3,5\text{МПа}$, $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$;
- 2 - $\Delta P_4 = 15,0\text{МПа}$, $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$;
- 3 - $\Delta P_4 = 21,0\text{МПа}$, $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$

Аналіз графічної частини показує, що при максимальному зазору $\Delta\delta = 0,0112\text{мм}$ і номінальному робочому тиску $\Delta P_4 = 21,0\text{МПа}$ втрати робочої рідини становлять $Q^y = 38,60\text{см}^3/\text{с}$, а при зазорі $\Delta\delta = 0,0126\text{мм}$ і тиску $\Delta P_4 = 15,0\text{МПа}$ втрати робочої рідини становлять $Q^y = 42,0\text{см}^3/\text{с}$, що на 8,8 % більше ніж при номінальному тиску. Ці значення сумарних втрат робочої рідини на порядок нижче від втрат у спряженні «розподільник – приставне дно» і можуть компенсуватися насосом підживлення в умовах рядової експлуатації гідроагрегатів.

Отже, при рівномірному зношенні кільцевої опори п'яти плунжера технічний стан деталей спряження «п'ята – опора» не буде суттєво впливати на втрату працездатності агрегатів за рахунок об'ємних втрат, а кількісна оцінка зношення кільцевої опори в інтервалі 0,1...0,7 мм може бути використана для контролю технічного стану висоти опори п'яти.

В більшій мірі технічний стан деталей даного спряження буде впливати на працездатний стан трансмісії за умов нерівномірного спрацювання поверхонь, коли порушується робота гідростатичного підшипника і в парах тертя виникають поверхні з умовами граничного та сухого тертя. Їх виникнення призводить до збільшення механічних втрат та зростання температурного режиму роботи агрегатів. Тривала експлуатація п'яти в такому стані призводить до викиду п'яти із заробки плунжера та аварійному відказу трансмісії.

Висновки

1. Отримана аналітична залежність зазору ($\Delta\delta$) у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зносу кільцевої опори по висоті (Δh) та тиску робочої показує, що в якості структурного параметра для контролю кільцевої опори п'яти плунжера може бути використана висота кільцевої опори п'яти, за умови рівномірного її зношення.

2. При зношенні кільцевої опори п'яти плунжера по висоті до 0,7 мм зазор між кільцевою опорою і опорою люльки зростає на 20 %, до 0,011 мм при $P_3 = 21,0\text{МПа}$ в порівнянні з зазором 0,0091 мм при $P_3 = 3,5\text{МПа}$, що пояснюється співвідношенням площі S_3 плунжера до площі S_1 п'яти, які на

конструктивному рівні підібрані таким чином, що при номінальному тиску $P_H = P_3 = 21,0 \text{ МПа}$ між поверхнями тертя формується оптимальний зазор.

3. При максимальному зазору $\Delta\delta = 0,0112 \text{ мм}$ і номінальному робочому тиску $\Delta P_4 = 21,0 \text{ МПа}$ втрати робочої рідини між кільцевою опорою п'яти і опорою люльки становлять $Q^y = 38,60 \text{ см}^3 / \text{с}$, які на порядок нижче від втрат у сполученні «розподільник – приставне дно» і можуть компенсуватися насосом підживлення.

4. При рівномірному зношенні кільцевої опори п'яти плунжера технічний стан деталей спряження «п'ята – опора» не буде суттєво впливати на втрату працездатності агрегатів за рахунок об'ємних втрат, а кількісна оцінка зношення кільцевої опори в інтервалі $0,1 \dots 0,7 \text{ мм}$ може бути використана для контролю технічного стану висоти опори п'яти.

ЛІТЕРАТУРА

1. Kassem, S. A. Effect of port plate silencing grooves on performance of swash plate axial piston pumps [Text] / S. A. Kassem, M. K. Bahr // Current Advances in Mechanical Design and Production, Proc. of 7th MDP Conf., Cairo Pergamon press, 2000. – P. 139–148. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/b978-008043711-8/50015-5>.
2. Bergada, J. M. Pressure, flow, force and torque between the barrel and port plate in axial piston pump [Text] / J. M. Bergada, J. Watton, S. Kumar // ASME Journal of Dynamic System, Measurement and control. – 2008. – Vol. 130, Issue 1. – P. 011011-1/16. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2807183>.
3. Hong, Y. S. Improvement of the low-speed friction characteristics of a hydraulic piston pump by PVD-coating of TiN [Text] / Y. S. Hong, S. Y. Lee, S. H. Kim, H. S. Lim // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2006. – Vol. 20, Issue 3. – P. 358–365. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/bf02917518>.
4. Ivantysynova, M. An Investigation into Micro – and Macrogeometric Design of Piston [Text] / M. Ivantysynova, R. Lasaar // Cylinder Assembly of Swash plate machines. Inte.
5. Мельянцов П. Т. Технологія підвищення довговічності аксіально-поршневих агрегатів об'ємного гідроприводу / П. Т. Мельянцов, О. В. Дмитренко // Zbior artykulow naukowych. «Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozicje na rok 2015». (30.12.2015 – 03.01.2016) – Warszawa, 2015 – S. 47-50.
6. Петухов В. М. Про втрати потужності в аксіально-поршневих гідромоторах [Текст] / В. М. Петухов, О. О. Фінкель, П. Т. Головка // Гідропривод і гідропневмоавтоматика - Київ: Техніка. 1983. Вип.2. - С. 131-138.
7. Прокоф'єв В. Н. Основи теорії та конструювання об'ємних гідропередач [Текст] / В. Н. Прокоф'єв. - М.: Маш-будування, 1969. - 496 с.

REFERENCES

1. Kassem, S. A. Effect of port plate silencing grooves on performance of swash plate axial piston pumps [Text] / S. A. Kassem, M. K. Bahr // Current Advances in Mechanical Design and Production, Proc. of 7th MDP Conf., Cairo Pergamon press, 2000. – P. 139–148. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/b978-008043711-8/50015-5>.
2. Bergada, J. M. Pressure, flow, force and torque between the barrel and port plate in axial piston pump [Text] / J. M. Bergada, J. Watton, S. Kumar // ASME Journal of Dynamic System, Measurement and control. – 2008. – Vol. 130, Issue 1. – P. 011011-1/16. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2807183>.
3. Hong, Y. S. Improvement of the low-speed friction characteristics of a hydraulic piston pump by PVD-coating of TiN [Text] / Y. S. Hong, S. Y. Lee, S. H. Kim, H. S. Lim // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2006. – Vol. 20, Issue 3. – P. 358–365. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/bf02917518>.
4. Ivantysynova, M. An Investigation into Micro – and Macrogeometric Design of Piston [Text] / M. Ivantysynova, R. Lasaar // Cylinder Assembly of Swash plate machines. Inte.
5. P. T. Melyantsov. Technology for increasing the durability of axial-piston units of a volumetric hydraulic drive / P. T. Melyantsov, O. V. Dmytrenko // A collection of scientific articles. «Engineering and technology. Scientific achievements, development, proposals for 2015». (30/12/2015 – 03/01/2016) – Warsaw, 2015 – S. 47-50.
6. V. M. Petukhov On power losses in axial-piston hydraulic motors [Text] / V. M. Petukhov, A. A. Finkel, P. T. Golovko // Hydrodrive and hydropneumoavtomatika - Kyiv: Technika. 1983. Issue 2. - P. 131-138.
7. Prokofiev V. N. Fundamentals of the theory and construction of volume hydraulic transmissions [Text] / V. N. Prokofiev. - M.: Mash-stroenie, 1969. – 496 p.

Received 06.02.2024.

Accepted 03.03.2024.

UDC 62-82

P. T.Melyantsov, O. M.Losikov, V. K.Sidorenko

ANALYTICAL SUBSTANTIATION OF THE STRUCTURAL PARAMETERS OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE FIVE-PLUNGER SUPPORT OF AXIAL-PISTON HYDRAULIC MACHINES

The purpose of the work was to provide an analytical justification of the structural parameters of the technical condition of the annular support of the five plungers, which could be used to evaluate the further use of the plunger pair in the technological process of repairing the axial-piston hydraulic unit. To achieve it, the first step is to analyze the operating conditions of the fifth plunger of the pumping unit of the hydraulic machine, which is a hydrostatic bearing, which allows to reduce mechanical losses in friction pairs at the expense of some increase in volumetric losses provided for by design solutions. At the same time, it is noted that the change in the structural parameters of the ring support of the heel as a result of hydroabrasive wear leads to an increase in the gap in the friction pair and

causes an increase in volume losses of the working fluid. The analytically obtained relationship between the height of the annular support of the heel of the plunger, the gap in the coupling and the pressure of the working fluid relates the change in the height of the annular support to the size of the gap between the annular support of the heel and the support of the cradle for a hydraulic pump or an inclined washer for a hydraulic motor, which indicates the possibility use as a structural parameter to control the ring support of the heel of the plunger its height, subject to uniform wear. To determine the volumetric losses of the working fluid, which are formed by increasing the gap between the ring support of the heel and the support of the cradle, a dependence was analytically obtained. It was determined that the losses of the working fluid between the ring support of the heel and the support of the cradle do not significantly affect the volumetric efficiency of the transmission and can be compensated by the booster pump. The obtained quantitative assessment of the wear of the height of the ring support of the heel can be used to normalize the height of the support during direct diagnostic work when determining the technical condition of the plunger heel.

Keywords: axial-piston hydraulic machine, pumping assembly, plunger heel, plunger heel ring support, hydrostatic bearing, axial stiffness, structural parameter, hydroabrasive wear, volume loss of fluid.

Мельянцов Петро Тимофійович - к.т.н., доцент, кафедри інжинірингу технічних систем, Дніпровський державний аграрно-економічний університет.

Лосіков Олександр Михайлович - старший викладач, кафедра галузевого машинобудування, Український державний університет науки і технологій.

Сидоренко Віктор Кононович - старший викладач, кафедра галузевого машинобудування, Український державний університет науки і технологій.

Melyantsov Petro Timofiyovych- Ph.D., associate professor, department of technical systems engineering, Dnipro State Agrarian-Economic University.

Losikov Olexander Mykhailovych - senior lecturer, department of branch engineering, Ukrainian State University of Science and Technologies.

Sidorenko Viktor Kononovych - senior lecturer, department of branch engineering, Ukrainian State University of Science and Technologies.