

що покращує роботу п'яти плунжера і збільшує ресурс роботи спряження «віброопора люльки – п'ята плунжера»;

- установка втулки блока з пружнодемпфуючим елементом зменшує тривалість контакту між втулкою і плунжером коли деталі знаходяться в зоні дії максимальних тангенціальних сил, які обумовлюють перекид плунжера і зростання сил тертя, що зменшує зношення деталей і забезпечує збільшення їх довговічності в умовах експлуатації;
- реалізація розподільника з пружнодемпфуючим елементом в спряженні «розподільник – приставне дно» запобігає виникненню розкриття стику між поверхнями деталей при статодинамічному навантаженні, що переносить формування ерозійного та гідроабразивного зношення на більш пізній термін напрацювання гідроагрегатів і тим самим збільшує наробіток спряження і трансмісії в цілому.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Черейский П.М. Параметры технического состояния плунжерной пары гидропривода / П.М. Черейский, П.Т. Мельянцов // Техника в сельском хозяйстве. – 1990. – № 2. – С. 46.
2. Буря О.І. Підвищення технічного рівня гідрооб'ємної трансмісії шляхом удосконалення конструкції та використання композитних матеріалів / О.І. Буря, Ю.В. Армашов, А.С. Бедін // Композитные материалы. – Днепрпетровск: ДДАУ, 2009. – Т. 3. – С. 53.
3. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головкин и др.; Под ред. Т.М. Башты. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
4. Лозовской В.Н. Надежность гидравлических агрегатов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.

УДК 631.3.01-82.004.67

Мельянцов П.Т., Кириленко О.І.

## ОБГРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СПРЯЖЕННЯ «РОЗПОДІЛЬНИК – ПРИСТАВНЕ ДНО» КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА АГРЕГАТІВ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ ТРАНСМІСІЇ

Обоснованы структурные параметры технического состояния сопряжения «распределитель – приставное дно» качающего узла агрегатов объёмного гидропривода трансмиссий. Определён структурный параметр сопряжения «распределитель – приставное дно». Определена теоретическую зависимость между зазором и утечками рабочей жидкости и обосновано граничное значение зазора в данном сопряжении.

### DISCOURSE OF STRUCTURAL PARAMETERS OF THE TECHNICAL STATE OF INTERFACE OF DETAILS OF ROCKING KNOT OF HYDRAULIC DRIVE OF TRANSMISSIONS

The structural parameters of the technical state of interface of details of rocking knot of hydraulic drive of transmissions are justified. Theoretical dependence between a gap and losses of working liquid is determined, and the border value of gap in this interface is justified.

Технічний рівень сучасної техніки визначається вимогами, що висуваються до якості виконання робіт, а також економічності та надійності в експлуатації. Об'ємний гідропривід одна з складових, що характеризує функціональні можливості та надійність машин.

Сучасні вимоги до безвідмовності та довговічності об'ємних гідроприводів с.-г. техніки обумовлюють застосуванням гідроагрегатів високого технічного рівня. Конструкційне та технологічне виконання агрегатів даного типу гарантує тривалий строк їх експлуатації [2, 5-7].

Агрегати об'ємних гідроприводів, що працюють в ідеальних умовах при відсутності забруднення робочої рідини, з обґрунтованим запасом завантаження та швидкохідності мають практично необмежений ресурс [7].

Але в умовах реальної експлуатації суттєвий вплив на технічний стан оказує ряд факторів, що можуть обмежити строк служби та вплинути на працездатність та довговічність.

Як показують проведенні дослідження надійності агрегатів даного типу [5], реальні значення середнього наробітку гідроприводу значно менше, що встановлена заводом виробником (1500 мото-год.)

Одним з основних факторів, що призводять до втрати працездатного стану агрегатів даного типу є застосування робочих рідин неналежного класу чистоти, а також застосування дешевих і неякісних фільтруючих елементів та масел, що призводить до більш інтенсивного зношування деталей гідроприводу [2, 5].

До вищевказаних факторів слід віднести також порушення правил експлуатації та технічного обслуговування агрегатів: експлуатація гідроприводу на режимах, що перевищують номінальні; порушення періодичності заміни робочих рідин; проведення технічного обслуговування некваліфікованими кадрами.

На низьку надійність гідроприводу впливає також низька якість ремонту агрегатів, що обумовлюється відсутністю сучасних технологій ремонту, спеціалізованого обладнання та оснастки, кваліфікованих кадрів та ремонтно-технологічної документації.

Одним зі шляхів підвищення показників надійності агрегатів гідроприводу є вдосконалення технології ремонту та розробка науково обґрунтованих параметрів технічного стану.

Проведені нами дослідження 96 комплектів агрегатів гідроприводу ГСТ-90 (табл. 1), що потрапили в ремонт, показали, що основною причиною втрати працездатного стану агрегатів являється зношування деталей спряжень качаючого вузла гідромотора та гідронасоса, доля відмов складає відповідно 29 та 43 %.

Таблиця 1 – Причини відмов гідроприводу

№ п/п	Складові частини	Причини відмов	Частота спостережень, %	
1.0	Гідроклапани	1.1. Знос, заїдання, розрегулювання клапанів високого тиску	3,18	
		1.2. Заїдання золотника клапанної коробки	2,80	
		1.3. Знос, заїдання зворотних клапанів	2,37	
2.0	Качаючий вузол гідронасоса	2.1. Руйнування шліцьової частини і опорних підшипників валу	2,47	
		2.2. Знос спряження «п'ята плунжера-опора»	11,25	
		2.3. Вирив п'яти плунжера	3,10	
		2.4. Знос спряження «розподільник – приставне дно»	18,76	
		2.5. Знос спряження «плунжер – втулка блока»	7,34	
3.0	Качаючий вузол гідромотора	3.1.	} по 2,0	2,50
		3.2.		7,42
		3.3.		2,90
		3.4.		10,86
		3.5.		5,32
4.0	Система підживлення	4.1. Знос, заїдання, розрегулювання запобіжного клапана	3,6	
		4.2. Знос деталей качаючого вузла насоса підживлення	4,05	
		4.3. Знос, заїдання, розрегулювання перепускного клапана	2,71	
5.0	Система керування робочим об'ємом	5.1. Розрегулювання нульового положення та робочого ходу сервопоршнів	3,05	
		5.2. Розрегулювання нульового положення, заїдання, засмічення золотника розподільника керування	6,32	

Аналізуючи отримані дані також можна сказати – основним спряженням, що лімітує ресурс гідроприводу являється «розподільник – приставне дно» на долю якого припадає близько 28% відмов від загальної кількості.

Дослідження авторів також підтверджуються роботами деяких інших авторів.

Автор роботи [2] вважає, що ресурсні відмови гідроприводу пов'язані тільки з зношуванням розподільника та приставного дна. Такої думки дотримуються автор [6]. Проф. Комаров А.А. [4] при оцінці технічного стану качаючого вузла пропонує в якості структурного параметру використовувати зазор між деталями спряжень в тому числі і «розподільник – приставне дно».

Але в даних роботах відсутнє обґрунтування взаємозв'язку між величиною структурних параметрів та функціональними параметрами гідроприводу.

Тому питання обґрунтування структурних параметрів цього спряження, та визначення їх граничних та допустимих значень є актуальною задачею.

Метою нашої роботи є вибір структурного параметру спряження «розподільник приставне – дно» та теоретичне обґрунтування його величини.

Проведення мікрометражу деталей даного спряження дало змогу стверджувати, що між деталями утворюється плоска щілина, а знос деталей розподільного вузла знаходиться в діапазоні 10-20 мкм і дозволяє вважати таку плоску щілину капілярною. Також з [1] відомо, що протікання рідини в капілярних щілинах при таких розмірах зносу підлягає загальним законам гідравліки.

Розглянемо на рис. 1 типову схему протікання робочої рідини під дією перепаду тиску між двома паралельними пластинами, що знаходяться одна від одної на такій відстані, що створюють капілярну щілину (висотою)  $B$ .

Припустимо, що розмір пластини достатньо великий, щоб вважати потік двовірним і що розподіл швидкостей в перерізі між пластинками має параболічний характер, що відповідає ламінарному протіканню рідини.

Розглянемо деяку елементарну частинку  $d$  рідини, що знаходиться біля нижньої пластини. Силі, що виникає під дією перепаду тиску  $\Delta P$  та відцентрової сили, протидіє напруження зсуву  $\tau$ , що діє на нижню поверхню (площину)  $dx$ .

Із умови рівноваги сил, що діють на елементарну частинку, маємо

$$dpdy + \rho dx dy n^2 4\pi (r_0 + x + \Delta x/2) + (\tau - d\tau) dx = \tau dx, \quad (1)$$

де  $n$  – частота обертання приставного дна;

$r_0$  – відстань від центра приставного дна до початку щілини;

$\rho$  – густина робочої рідини.

Звідси слідує

$$\frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_0 + x/2) = \frac{d\tau}{dy}. \quad (2)$$

Враховуючи, що  $\tau = \mu \frac{du}{dy}$ , отримаємо

$$\frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_0 + x/2) = \mu \frac{d^2u}{dy^2}, \quad (3)$$

Вирішуючи рівняння (3), отримаємо



Рис. 1 – Розрахункова схема протікання робочої рідини між двома пластинками

$$U = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_0 + x/2) \right) \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2. \quad (4)$$

Постійні  $C_1$  та  $C_2$  знаходимо з умови, що швидкість рідини  $U$  на стінках щілини рівна нулю.

В результаті отримаємо

$$U = -\frac{1}{\mu} \left( \frac{B^2}{4} + y^2 \right) \left( \frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_0 + x/2) \right). \quad (5)$$

Враховуючи, що тиск зменшується в щілині по лінійному закону, отримаємо

$$U = \frac{1}{3\mu} \frac{B^2}{4} \left( \frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left( r_0 + \frac{L}{2} \right) \right). \quad (6)$$

Тоді витрата робочої рідини через одиницю довжини буде рівною

$$Q' = \frac{B^3}{12\mu} \left( \frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left( r_0 + \frac{L}{2} \right) \right). \quad (7)$$

Тоді для ширини щілини  $W$  витрата буде рівною

$$Q = \frac{WB^3}{12\mu} \left( \frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left( r_0 + \frac{L}{2} \right) \right). \quad (8)$$

Будемо рахувати, що втрати робочої рідини, що викликані відцентровими силами незначні та ними можна знехтувати.

Тоді вираз (7) дозволяє визначити витрати робочої рідини через щілину, що викликана зносом деталей спряження «розподільник-приставне дно».

Однак в першому приближенні ми розглядали ідеальний випадок, коли плоска щілина утворюється в результаті рівномірного зношення деталей розподільного вузла.

В умовах експлуатації, як правило, знос подібних деталей не є рівномірним. В результаті експлуатації деталей спряження формується щільовий канал, площа якого зменшується з  $B_1$  до  $B_2$  на виході (рис. 2).

Тоді, для отримання адекватності між зносом та витратами робочої рідини, необхідно враховувати втрати тиску в торцевій частині каналу, що викликані його зменшенням з  $B_1$  на  $B_2$ . Для цього випадку використовувати відоме відношення (4)

$$\frac{\rho V^2}{2} \xi_{3\beta}, \quad (9)$$

де  $\xi_{3\beta}$  – коефіцієнт звуження щілини;  
 $V$  – швидкість течії робочої рідини.

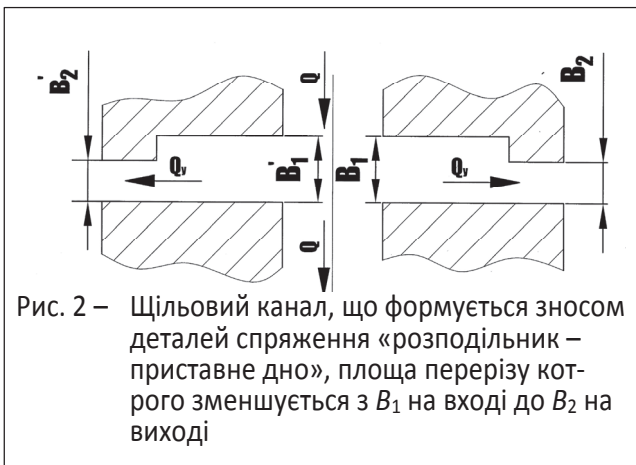


Рис. 2 – Щільовий канал, що формується зносом деталей спряження «розподільник – приставне дно», площа перерізу якого зменшується з  $B_1$  на вході до  $B_2$  на виході

$$\xi_{3\beta} = (1 - B_2/B_1)/2. \quad (10)$$

Тоді сумарну величину втрат тиску можна представити в наступному вигляді

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2, \quad (11)$$

де  $\Delta P_1$  – втрати тиску в щілині;  
 $\Delta P_2$  – втрати тиску в торцевій частині щілини.

Виражаючи  $\Delta P_1$  та  $\Delta P_2$  через витрату робочої рідини, отримаємо рівняння витрати рідини

$$Q^2 + \frac{24B_2^2 W \nu L}{B_1^3 \xi_{3B}} Q = \frac{2B_2^2 W^2 \Delta P}{\rho \xi_{3B}}, \quad (12)$$

де  $W$  – ширина щілини;  
 $L$  – довжина щілини;  
 $\nu$  – кінематична в'язкість робочої рідини.

Розрахунок витрат робочої рідини, що обумовлені зазором на вході  $B_1$  та виході  $B_2$  із щілини спряження «розподільник – приставне дно» виконуємо по наступним даним: зазор на виході з щілини  $B_2 = 0...30$  мкм; зазор на вході  $B_1 = 0...60$  мкм; довжина щілини  $L = 4$  мм ширина щілини  $W = 1$  мм; густина робочої рідини  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт динамічної в'язкості  $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; перепад тиску робочої рідини  $\Delta P = 3,5; 15; 21$ .

Результати розрахунку представлені графічно на рис. 3.

Аналіз отриманих результатів показує, що при значеннях зазору на вході  $B_1 = 41$  мкм та на виході  $B_2 = 20,5$  мкм втрати робочої рідини досягають 225 см<sup>3</sup>. Раніше було відмічено [3], що це значення втрат робочої рідини вважається граничним, через неможливість роботи гідроприводу в номінальному режимі.

Звідси являється очевидним, що знос деталей спряження «розподільник – приставне дно» обумовлює значні об'ємні втрати робочої рідини в гідромашинах, а значення зазору, що призводить до витрат робочої рідини рівним 225 см<sup>3</sup> можна вважати як граничне.

Однак отримане значення структурного параметру, зазору на вході  $B_1$  та на виході  $B_2$  із торцевої щілини спряження «розподільник – приставне дно», не можна залишити в отриманому вигляді, постільки невідомо, які втрати робочої рідини будуть обумовлюватися даним зазором в реальних умовах.

Крім того, попередній аналіз зносу деталей спряження «розподільник – приставне дно» показує, що він виникає по зовнішньому та внутрішньому поясах. Тому для більш точного визначення зносу граничного зазору нам необхідно знати динаміку зміни зазорів по зовнішньому та внутрішньому поясах.

Таким чином проведені дослідження наступні висновки:

1. Аналіз зносу поверхні деталей розподільного вузла показав, що в результаті їх зносу формується щілинний канал, площа перерізу якого зменшується на виході із  $B_1$  на  $B_2$ , який в подальшому можна використовувати в якості структурного параметру.

2. Отримана теоретична залежність витрат робочої рідини від зазору, що виникає в результаті зносу деталей спряження «розподільник – приставне дно» що показує, що знос цього спряження обумовлює значні об'ємні витрати робочої рідини в гідроагрегатах.

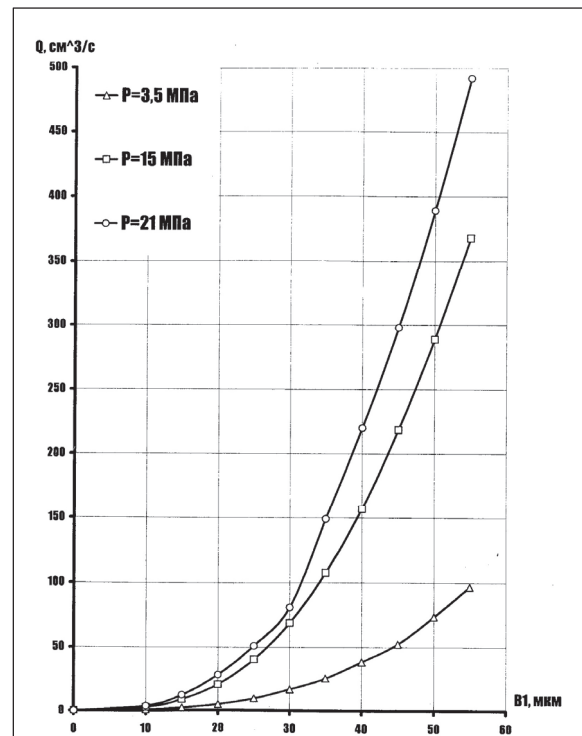


Рис. 3 – Залежність витрат робочої рідини від зазору на вході  $B_1$  з торцевої щілини по зовнішньому пояску в спряженні «розподільник – приставне дно»



3. Для підтвердження теоретичних значень втрат робочої рідини, що обумовлені зазором в спряженні «розподільник – приставне дно», а також виявлення граничного зазору структурного параметру необхідно провести експериментальні дослідження, по підтвердженню даного взаємозв'язку, а також визначити динаміку зношення деталей по зовнішньому та внутрішньому ущільнюючих поясах.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Камчугов Н.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники / Н.В. Камчугов // Автореф. дисс. к.т.н. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 1992. – 16 с.
3. Кириленко О.І. Обґрунтування граничних сумарних витрат робочої рідини в качаючих вузлах агрегатів гідроприводу трансмісій мобільних машин / О.І. Кириленко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. – №2. – С. 94-97.
4. Комаров А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.
5. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация / Мельянцов П.Т., Харченко Б.Г., Голубев И.Г. – М.: АгроНИИЭИИТО, 1989. – 41 с.
6. Петухов В.М. Характер изменения объёмных потерь в аксиально-поршневых гидромоторах / В.М. Петухов // Гидропривод и гидропневматика. – К.: Техника, 1975. – Вып. 11. – С. 134-138.
7. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый привод / В.Н. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1968. – 495 с.

УДК 621.822.6

Бондаренко Л.Н., Овчаренко Ю.Н., Черний А.А.

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ИХ ПАРАМЕТРЫ

Розглянуті аналітичні співвідношення, що дозволяють установити залежність параметрів підшипників кочення від їхньої конструкції.

### ANALYSIS OF ROCKER BEARINGS CONSTRUCTION INFLUENCE ON THEIR PARAMETERS

Analytical correlation that enables to determine the dependence of rocker bearings parameters on their construction is considered.

**Целью исследования** является установление аналитических соотношений, определяющих зависимость параметров подшипников качения от их конструкции.

#### Материалы исследования.

1. Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Диаметр ролика, исходя из теории контактных напряжений Герца [3], будет

$$d_p (\sigma^2 d_p^2 + \sigma^2 d_p d - 0,7P_0 E) = 0,35dP_0 E, \quad (1)$$

где  $P_0 = 4,6Q/z$  – сила, действующая на наиболее нагруженный ролик;

$\sigma$  – допускаемые контактные напряжения;

$d, d_p$  – соответственно внутренний диаметр подшипника и диаметр ролика;

$E$  – модуль упругости материалов колец и роликов (здесь принято, что модули упругости роликов и колец одинаковые, а коэффициенты Пуассона равны 0,3).

Формулу (1) можно переписать в виде

$$d_p (\sigma^2 d_p^2 + \sigma^2 d_p d - 3,22QE/z) = 1,6dQE/z. \quad (2)$$

Найдём  $d_p$  при следующих данных:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $Q = 302$  кН;  $d = 120$  мм (роликподшипник № 2524 ГОСТ 8328-79);  $\sigma = 3800$  МПа (сталь ШХ15 ГОСТ 801-78) [3] и числе роликов  $z = 10; 12; \dots; 20$ .