

УДК 631.3.01-82.004.67**ОБГРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ СПРЯЖЕННЯ „РОЗПОДІЛЬНИК – ПРИСТАВНЕ ДНО”
КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА АГРЕГАТИВ ОБ’ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ
ТРАНСМІСІЇ****Кириленко О.І.***(Дніпропетровський державний аграрний університет)*

В роботі визначено структурний параметр спряження „розподільник приставне дно”, що характеризує його технічний стан на прикладі ГСТ-90. Визначено теоретичну залежність між зазором в спряженні та втратою робочої рідини та обґрунтовано граничну величину зазору в даному спряженні.

Технічний рівень сучасної сільськогосподарської 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.

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 роботоздатність 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 роботоздатного 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.

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 роботоздатного 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 зворотніх клапанів	2,37
2.0	Качаючий вузол гідронасоса		2,47
		2.1. Руйнування шліцьової частини і опорних підшипників валу	
		2.2. Знос спряження „п’ята плунжера-опора”	11,25
		2.3. Вирип п’яти плунжера	3,10
		2.4. Знос спряження „розподільник - приставне дно”	18,76
3.0	Качаючий вузол гідромотора	2.5. Знос спряження „ плунжер – втулка блока”	7,34
		3.1.	2,50
		3.2.	7,42
		3.3.	2,90
		3.4.	10,86
		3.5.	5,32
	по 2.0	3,6	

Продовження табл. 1

4.0	Система підживлення	4.1. Знос, заїдання, розрегулювання запобіжного клапана	4,05	
		4.2. Знос деталей качаючого вузла насосу підживлення		2,71
		4.3. Знос, заїдання, розрегулювання перепускного клапана		
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.

Наші дослідження 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 двомірним 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 ΔP та

відцентрової сили, протидіє напруженню зсуву τ , що діє на нижню поверхню (площину) dx .

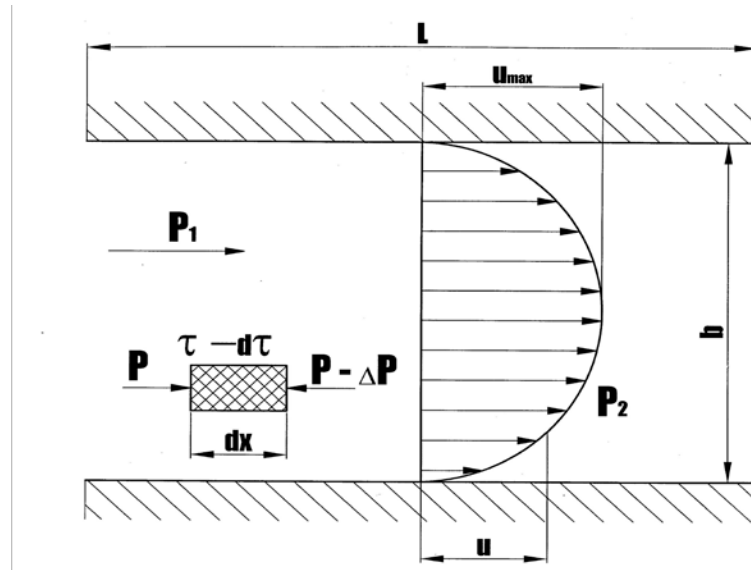


Рисунок 1 – Розрахункова схема протікання робочої рідини між двома пластинками

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

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

де n – частота обертання приставного дна;

r_0 – відстань від центра приставного дна до початку щілини;

ρ – 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:

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

Вирішуючи рівняння (3) отримаємо:

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

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:

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

Тоді витрата робочої рідини через одиницю довжини буде рівний:

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

Тоді для ширини щілини W витрата буде рівною:

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

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).

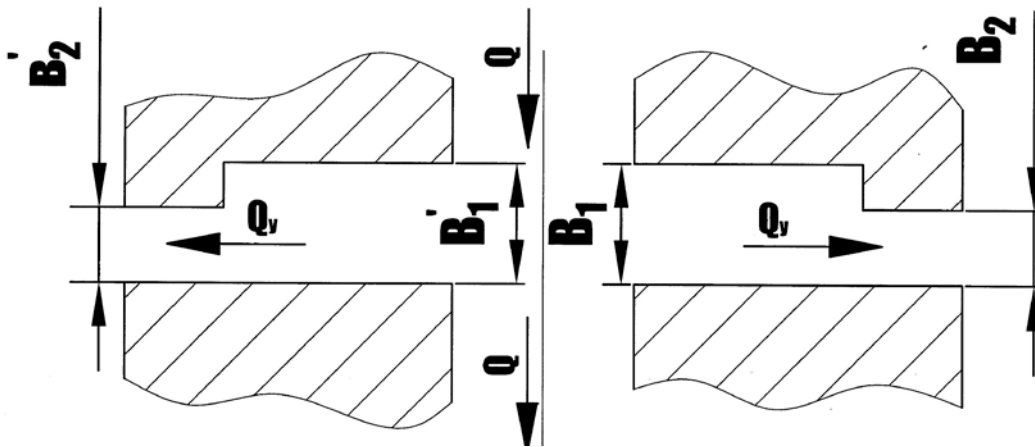


Рисунок 2 – Щільовий канал, що формується зносом деталей спряження „розподільник – приставне дно”, площа перерізу котрого зменшується з B_1 на вході до B_2 на виході

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):

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot V^2}{2} \xi_{\text{сж}} \quad (9)$$

де $\xi_{\text{сж}}$ – коефіцієнт звуження щілини;

V - швидкість течії робочої рідини.

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

Тоді сумарну величину втрат тиску можна представити в наступному вигляді

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

де ΔP_1 – втрати тиску в щілині;

ΔP_2 – втрати тиску в торцьовій частині щілини;

Виражаючи ΔP_1 та ΔP_2 через витрату робочої рідини отримаємо рівняння витрати рідини

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

де W – ширина щілини;

L – довжина щілини;

ν – 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 $B_2 = 0 \dots 30$ мкм; зазор на вході $B_1 = 0 \dots 60$ мкм; довжина щілини $L = 4$ мм ширина щілини $W = 1$ мм; густина робочої рідини $\rho = 900$ кг/м³; коефіцієнт динамічної в'язкості $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/с; перепад тиску робочої рідини $\Delta P = 3,5; 15; 21$ ю

Результати розрахунку представлені графічно на рис. 3

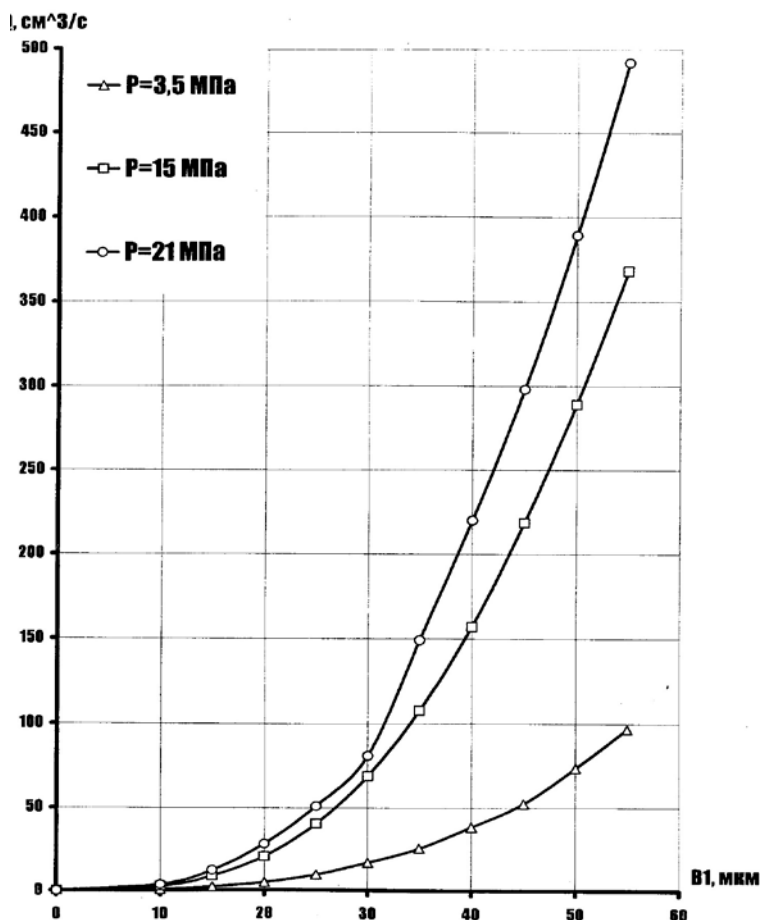


Рисунок 3 – Залежність втрат робочої рідини від зазору на вході B_1 з торцьової щілини по зовнішньому пояску в спряженні „розподільник – приставне дно”

Аналіз отриманих результатів показує, що при значеннях зазору на вході $V_1 = 41$ мкм та на виході $V_2 = 20,5$ мкм втрати робочої рідини досягають 225 см^3 . Раніше було відмічено [3], що це значення втрат робочої рідини вважається граничним, із-за неможливості 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^3 можна вважати як граничне.

Однак отримане значення структурного параметру, зазору на вході V_1 та на виході V_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 розподільчого вузла показав, що в результаті їх зносу формується щілинний канал, площа перерізу якого зменшується на виході із V_1 на V_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.

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. Объемные 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 сельськохозяйственной техники / Н.В. Камчугов // Автореферат диссертации 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.: АгроНИИЭИТО, 1989. – 41 с.

6. Петухов В.М. Характер изменения объемных 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.

Аннотация

Обоснование структурных параметров технического состояния сопряжения «распределитель – приставное дно» качающего узла агрегатов объемного гидропривода трансмиссий
Кириленко А.И.

В работе определен структурный параметр сопряжения «распределитель – приставное дно», что характеризует его техническое состояние на примере ГСТ-90. Определено теоретическую зависимость между зазором и утечками рабочей жидкости и обосновано граничное значение зазора в данном сопряжении.

Abstract

Ground of structural parameters of the technical state of interface of details of rocking knot of hydraulic drive of transmissions
Kyrylenko O.I.

The structural parameter of interface is in-process certain, that characterizes his technical state on the example of ГСТ- 90. Were certain theoretical dependence between a gap and losses of working liquid and also the border values of gap are reasonable in this interface.