

УДК 631.3.01-82.004.67

Експериментальні дослідження втрат робочої рідини в качаючому вузлі агрегатів об'ємного гідроприводу трансмісій

О.І. Кириленко, П.Т. Мельянцов

*Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет
(м.Дніпропетровськ, Україна)*

Проведено аналіз літературних джерел, який показав, що широкого застосування в сільського господарстві в наш час дістав об'ємний гідропривід трансмісій мобільних машин, що включає в себе аксіально-поршневий регульований гідронасос та аксіально-поршневий нерегульований гідромотор. Також проведено огляд з питань забезпеченості експлуатаційної надійності агрегатів даного типу. Це дало змогу встановити, що середній ресурс об'ємного гідроприводу є значно менший від встановленого заводом виробником. Такий стан питання обумовлюється по-перше – порушенням правил експлуатації, по-друге-низькою якістю проведення ремонтно-обслуговуючих робіт.

Встановлено також, що однією з причин низької якості ремонту агрегатів гідроприводу являється відсутність нормативно-технічної документації на ремонт, вчасності обґрунтованих структурних параметрів технічного стану основних деталей та спряжень агрегатів гідроприводу.

Також літературний аналіз показав, що найбільша кількість відмов припадає на знос деталей спряження «розподільник – приставне дно» качаючого вузла гідроприводу. Для даного спряження теоретично обґрунтовані структурні параметри технічного стану, але отримані дані потребують експериментальних досліджень.

Для проведення експериментальних досліджень використовувалась лабораторна установка, яка була виготовлена на кафедрі надійності і ремонту машин ДДАЕУ та розроблена методика проведення експерименту.

Було проведено експериментальні дослідження, що дозволили встановити взаємозв'язок між величиною зазору (структурний параметр) в даному спряженні та втратами робочої рідини, а також обґрунтувати величину граничного значення структурного параметру.

Результати досліджень показали, що різниця між експериментальними та теоретичними результатами не перевищує 10%.

Отримані результати будуть використанні для визначення допустимих структурних параметрів технічного стану даного спряження.

Ключові слова: робоча рідина, трнсмісія, гідропривід, втрати, надійність, ремонт, відмови, технічний стан, дослідження.

В наш час широкого застосування дістає об'ємний гідростатичний привід трансмісій мобільних машин [1,2], що обумовлено рядом його переваг в порівнянні з механічним приводом. Але на ряду з цим показники експлуатаційної надійності агрегатів даного типу знаходяться на досить низькому рівні, це пов'язано з порушенням умов експлуатації та низьким рівнем ремонтно-відновлювальних робіт [2-4]. Тому вирішення цих питань з забезпечення надійності гідроагрегатів є актуальним.

Як показує аналіз літературних джерел [4-6] на сьогоднішній день відсутні обґрунтовані граничні та допустимі значення структурних параметрів технічного стану деталей та спряжень гідроприводу при ремонті. Дефектація деталей основних спряжень здійснюється на суб'єктивному рівні, що призводить до погіршення якості ремонту та підвищення його трудомісткості.

В дослідженнях [6-8] вказується, що переважаюча доля відмов гідроприводу, виникає в результаті зношування деталей спряження «розподільник – приставне дно» качаючого вузла приводу.

В роботі [5] було проведено теоретичні дослідження по обґрунтуванню граничних сумарних втрат робочої, при виникненні яких гідропривід втрачає можливість працювати в номінальному режимі, і отримане їх значення 225 см³/с. В роботі [6] було проведено теоретичне обґрунтування граничного значення структурного параметру, яким являється зазор між деталями спряження «розподільник – приставне дно». Отримане значення зазору – 40 мкм, при якому втрати рідини робочої рідини досягають граничних значень.

Але дані дослідження потребують експериментального підтвердження.

Тому з метою перевірки теоретичної гіпотези потрібно провести експериментальні дослідження взаємозв'язку між структурним параметром (зазором в спряженні) та втратами робочої рідини.

Для експериментальних досліджень був використаний розроблений на кафедрі надійності та ремонту контрольно-випробувальний стенд. Загальний вигляд стенду представлений на рис 1, гідравлічна схема стенду представлена на рис. 2.



Рис. 1. Контрольно-випробувальний стенд (загальний вигляд)

Основними складовими частинами стенду являються електродвигун 1 (рис. 2); гальмівний пристрій, що складається з гідромотора 7, манометра 6 та дроселя 8; підкачуюча станція 10; з'єднувальні муфти 5, 19; фільтри 9, 15; теплообмінник 13; гідравлічний бак 14; приладова частина, що включає в себе манометри, для контролю тиску, витратоміри для вимірювання втрати робочої рідини, термометр для визначення температури робочої рідини.

Принцип дій стенду полягає в наступному. Електродвигун 1 через з'єднувальну муфту 19 приводить в дію аксіально-плунжерний регульований гідронасос 3, який в свою чергу приводить в дію аксіально-плунжерний нерегульований гідромотор. Вал гідромотору 4 з'єднаний через муфту 5 з гальмівним пристроєм, що служить

для навантаження гідроприводу в цілому і цим самим створювати різноманітні навантажувальні характеристики.

Гальмівний пристрій працює таким чином: гідромотор 7, що працює в режимі гідронасосу, приводиться в дію від основного гідромотору 4, при цьому він забирає робочу рідину з гідробака 14 через фільтруючий елемент 9 і подає її на регульований дросель 8, за допомогою якого можна змінювати тиск в нагнітаючій магістралі і тим самим крутний момент на валу основного гідромотору 4. Тиск в нагнітаючій магістралі контролюється за манометром 6.

Підкачуювальна станція служить для заповнення системи гідроприводу робочою рідиною перед пуском. Станція складається з електродвигуна, що з'єднаний з шестеренним насосом, і приводить його в дію, і тим самим забезпечує подачу робочої рідини в дренажну магістраль гідроприводу.

Охолодження робочої рідини відбувається за допомогою теплообмінника 13, принцип дії якого оснований на теплообміні робочої рідини з проточною водою.

Робоча рідина в гідропривід подається за допомогою насоса підживлення основного гідронасосу 3, через фільтр 15. Розрідження в магістралі всмоктування контролюється за допомогою вакуумметра. Показання вакуумметра вказують ступінь забрудненості фільтруючого елемента.

Застосування електродвигуна постійного струму з регулюванням частоти обертання дозволяє створювати різноманітні швидкісні режими, а разом з застосуванням гідравлічного гальма можна створювати різноманітні навантажувальні режими, сукупність факторів цих дозволяє моделювати різноманітні характеристики гідроприводу.

Поворот важеля керування робочим об'ємом гідронасосу, здійснюється дистанційно, яке дозволяє повільно змінювати кут нахилу важеля від -30° до $+30^\circ$ відносно нейтрального положення та фіксувати його в будь-якому положенні, а також різко вручну переміщати важіль на любий фіксований кут в тому ж діапазоні.

Для зняття характеристик служить приладова частина стенду. Для вимірювання тиску в нагнітаючій магістралі служить манометр 7, тиск в дренажній магістралі контролюється манометром 12, тиск в магістралі гальмівного пристрою контролюється манометром 6, всі манометри приєднуються до технологічних отворів агрегатів, розрідження в магістралі всмоктування насоса підживлення – за допомогою вакуумметра 15.

Для визначення сумарних втрат робочої рідини гідроприводу служать витратоміри 11 і 18. При чому витратомір 11 служить для вимірю-

вання витрати рідини через перепускний клапан клапанної коробки основного гідромотора 4, витратомір 18 призначений для вимірювання сумарної витрати рідини в дренажній магістралі. Різні-

ця показань витратомірів 18 і 11 відповідно, вказує на витрати робочої рідини через спряження деталей гідроприводу температура робочої рідини контролюється за допомогою термометра 16.

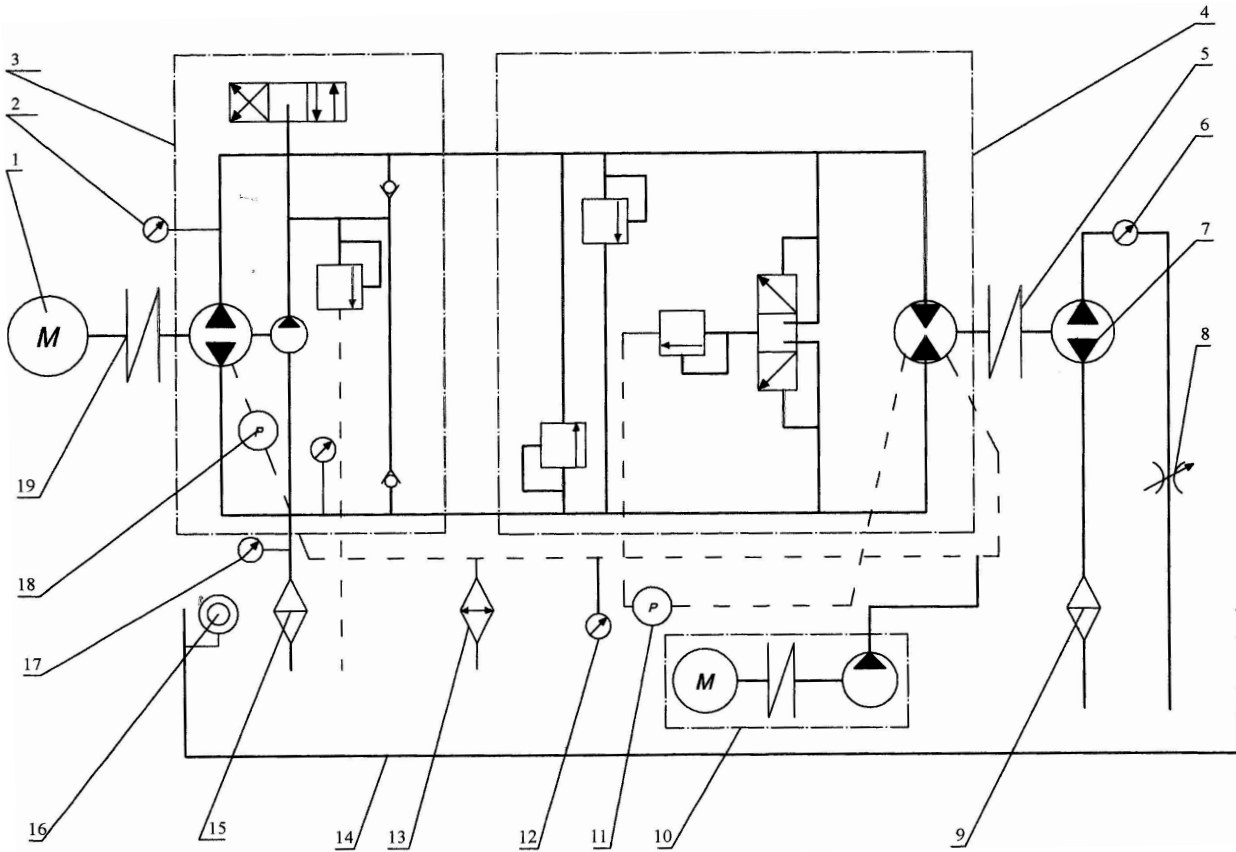


Рис.2. Гідравлічна схема стенду: 1 – електродвигун; 2, 6, 12, 17 – манометри; 4, 7 – гідромотори; 5, 19 – муфта; 8 – дросель; 9, 15 – фільтри; 10 – підкачувальна станція; 11, 18 – витратоміри; 13 – теплообмінник; 14 – бак; 16 – термометр.

Частота обертання валів гідромотора та гідронасоса контролюється за допомогою двох крильчаток та індукційних перетворювачів типу ІС-445. Поточне значення частоти обертання валу висвітлюється на цифровому табло блоку вимірювання.

Моделювання технічного стану спряження проводилася встановлення зношених пари тертя «розподільник – приставне дно» з різними зносами, що обумовлює втрати робочої рідини в інтервалі 17 - 500 см³/с. Перед проведенням кожної серії експериментів для підвищення достовірності отриманих результатів періодично перевірялися значення параметрів, що відповідають гідроприводу в номінальному технічному стані.

Кількість вимірювань, зі збільшенням яких як відомо підвищується точність експерименту, визначалася по типовій методиці вибору необхідного числа вимірювань.

Дослідження проводились відповідно ГОСТ 14658-86 при частоті обертання валу гідронаосу $n = 1450 \pm 50 \text{ хв}^{-1}$, температура робочої рідини $t = 50^\circ\text{C}$ та тиску $P = 3,5; 15,0 \text{ та } 21,0 \text{ МПа}$.

Звертаючи увагу на ту особливість, що сумарні втрати робочої рідини в качаючих вузлах гідромашин поступають в його корпус, а звідти в дренажну магістраль, а також враховуючи, що качаючі вузли обох машин ідентичні, сумарні витрати моделюються в качаючому вузлі гідромотора та оцінюється шляхом контролю складових рівняння балансу витрат:

$$\Sigma Q_y = Q_c - Q_k \quad (1)$$

де ΣQ_y – сумарні втрати робочої рідини в качаючому вузлі гідромотора; Q_c – кількість робочої рідини, що поступають на злив з порожнини гідромотору в дренажну магістраль; Q_k – кількість робочої рідини, що проходить

через переливний клапан клапанної коробки в корпус гідромотору;

Для виміру Q_c та Q_k використовувалися лічильник рідини ШЖУ-40-06 та ШЖУ-40С-16 ГОСТ 12671-81 (рис. 3) лічильник рідини ШЖУ-40С-16 (для контролю Q_k) підключається за допомогою допоміжних трубопроводів паралельно заглушеному каналу «перепускний клапан – корпус гідромотора» до вихідного каналу перепускного клапану. Лічильник рідини ШЖУ-40-06 (для визначення Q_c) підключаються в дренажну магістраль між гідромотором та гідронасосом.

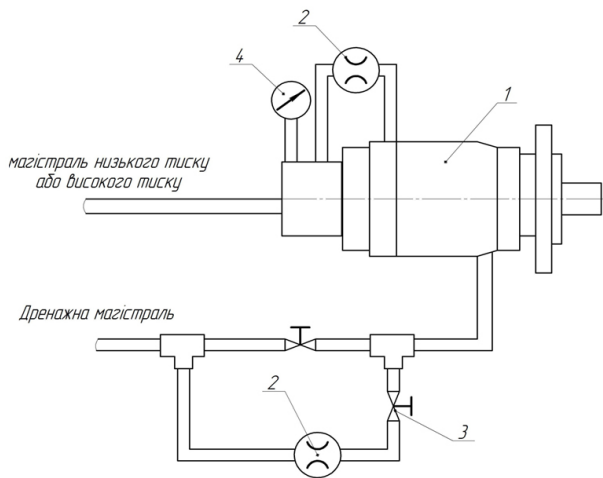


Рис. 3. Схема підключення лічильників рідини до гідромотору; 1 – гідромотор; 2 – лічильник рідини ШЖУ-40С-16; 3 – вентиль; 4 – манометр; 5 – лічильник рідини ШЖУ-40-06

Контроль перетікань робочої рідини із зони високого тиску в зону низького по внутрішньому та зовнішньому ущільнюючих поясах спряження «розподільник – приставне дно», виконується через відвідні трубки (рис. 4) для чого в розподільники свердлили отвори діаметром 1,5 мм з таким розрахунком, щоб вони не перевищували ширину каналу, що виникає в результаті зношення деталей. Отвори свердлили в області верхньої «мертвої точки», де відбувається перепад тиску з високого на низький.

Відповідно цим отворам, свердлили отвори в кришці гідромотору, що дозволяє підвести трубки для відведення перетікань робочої рідини (с зони високого тиску в зону низького).

Для досліджень використовували качаючий вузол гідромотора, так як качаючі вузли мотора та насоса ідентичні.

Кількість дослідів при проведенні лабораторних досліджень визначалось з забезпечення надійності 0,99 та похибки 3%, що взята в долях стандарту.

Результати досліджень представлені в табл. 1 та на рис. 5

Аналіз графічної частини показує, що при значеннях зазору в спряженні «розподільник – приставне дно» близьких на вході $B1 = 41$ мкм а на виході $B2 = 20,5$ мкм втрати робочої рідини досягають $225 \text{ см}^3/\text{с}$ та складає половину продуктивності насоса підживлення. При цьому переливний клапан мотора зупиняє перепускання робочої рідини та закривається, що свідчить, про неспроможність насоса підживлення компенсувати втрати робочої рідини, що викликані зазором в даному спряженні.

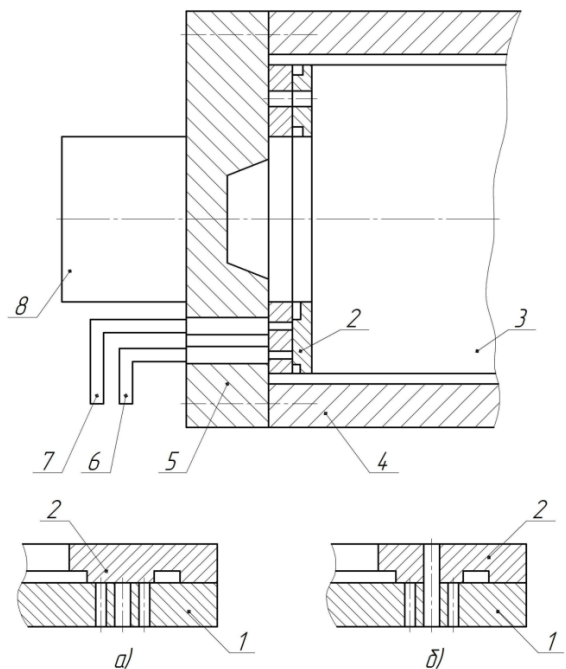


Рис. 4. Схема встановлення трубок для відводу перетікань робочої рідини: 1 – розподільник; 2 – приставне дно; 3 – блок; 4 – корпус; 5 – кришка; 6 – трубка, що відводить перетікання по зовнішньому пояску; 7 – трубка, що відводить перетікання по внутрішньому пояску; 8 – клапанна коробка; а) розподільник та приставне дно створюють замкнутий об'єм робочої рідини; б) замкнутий об'єм відсутній.

Очевидно в даному випадку ми можемо сказати, що значення зазорів на вході $B1=41,0$ мкм та на виході $B2=20,5$ мкм в торцевій щілині спряження «розподільник – приставне дно» можна вважати граничними, так як він обумовлює втрати робочої рідини, які рівні 225 см^3 , при яких гідропривід не в змозі працювати в номінальному режимі.

Очевидно в даному випадку ми можемо сказати, що значення зазорів на вході $B1=41,0$ мкм та на виході $B2=20,5$ мкм в торцевій щілині

спряження «розподільник – приставне дно» можна вважати граничними, так як він обумовлює втрати робочої рідини, які рівні 225 см^3 , при яких гідропривід не в змозі працювати в номінальному режимі.

Таблиця 1. Залежність витрат робочої рідини від зазору в спряженні «розподільник – приставне дно»

Значення зазору, мкм		Втрати робочої рідини, $\text{см}^3/\text{с}$, при тиску		
B_1	B_2	3,5 МПа	15 МПа	21 МПа
25	12,5	9,4	42	56,1
30	15	15,8	71,4	81,2
35	17,5	23,9	111	152
40	20	36,7	164,2	223,4
45	22,5	50,3	221,8	—

Крім того слід врахувати, що аналітично отримана залежність добре узгоджується з результатами експериментальних досліджень з похибкою, що не перевищує 15%.

Q , $\text{см}^3/\text{с}$

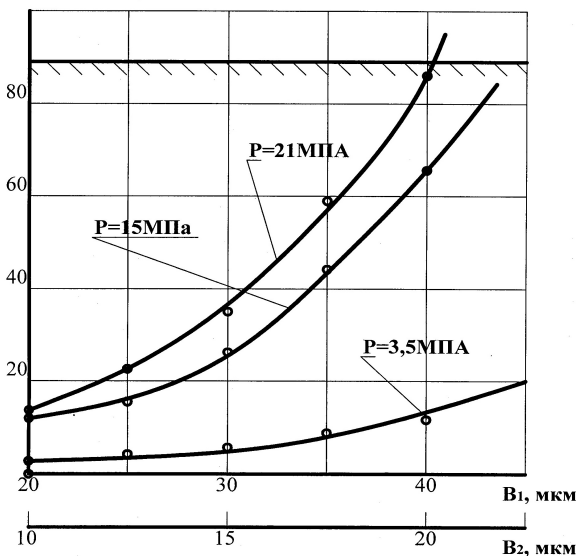


Рис. 5. Залежність витрат робочої рідини від зазору на вході B_1 та виході B_2 в спряженні «розподільник – приставне дно»

При обґрунтуванні граничного значення зазору необхідно врахувати той факт, що моделювання зносу «розподільник – приставне дно» виконувалося установкою деталей, зношених тільки по зовнішньому пояску, тоді як в умовах експлуатації знос відбувається як по зовнішньому так і по внутрішньому пояску.

З цієї метою для визначення граничного значення необхідно мати інформацію про динаміку зношування по внутрішньому та зовнішньому поясках.

Проведені експериментальні дослідження залежності між зазорами в спряженні «розподільник – приставне дно» та втратами робочої рідини підтверджують результати аналітичних досліджень з похибкою, що не перевищує 10%, що говорить про правильність вибраної робочої гіпотези.

Отримані результати можна використовувати в ремонтному виробництві для визначення доцільності подальшого використання деталей даного спряження, також при розробці методів та засобів діагностування гідроприводу.

Для отримання допустимих значень структурних параметрів технічного стану деталей даного спряження, необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження по визначенню динаміки зношення деталей.

Література

1. Мельянцов П.Т. Оцінка технічного стану робочої рідини агрегатів гідроприводу трансмісії кормо та зернозбиральних комбайнів умовах експлуатації / П.Т. Мельянцов, Є.В. Калганков, О.І. Кириленко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2008. – № 2. – С. 86 - 90.

2. Галин Д.А. Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода ГСТ-90: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.20.03 «Технологии и средства техн. обслужив. в сельском хозяйстве» / Д. А. Галин. – Саранск, 2007. – 18 с.

3. Камчугов Н.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники / Н.В. Камчугов // Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 1992. – 16 с.

4. Мельянцов П.Т. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация / П.Т. Мельянцов, Б.Г. Харченко, И.Г. Голубев – М.: АгроНИИЭИИТО, 1989. – 41 с.

5. 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. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. – №2. – С. 94 - 97.

6. Кириленко О.І. Обґрунтування структурних параметрів технічного стану спряження «розподільник – приставне дно» качаючого вузла агрегатів об'ємного гідроприводу трансмісій / О.І. Кириленко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Ва-

силенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 146. – С. 168 - 175.

7. Литовка С.В. Влияние зазоров качающего узла гидроагрегатов на выходные параметры объемных гидроприводов трансмиссий сельскохозяйственных машин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. –

Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11, т. 2. – С. 21 - 26.

8. 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.

Аннотация

Экспериментальные исследования утечек рабочей жидкости в качающем узле агрегатов объемного гидропривода трансмиссий

О.И. Кириленко, П.Т. Мельянцов

Проведен анализ литературных источников, который показал, что широкое применение в сельском хозяйстве в настоящее время находит объемный гидропривод трансмиссий мобильных машин, который включает в себя аксиально-поршневой регулируемый гидронасос и аксиально-поршневой нерегулируемый гидромотор. Также проведен обзор по обеспеченности эксплуатационной надежности агрегатов данного типа. Это позволило установить, что средний ресурс объемного гидропривода значительно меньше установленного заводом изготовителем. Такое положение вопроса объясняется: во-первых – нарушением правил эксплуатации, во-вторых – низким качеством проведения ремонтно-обслуживающих работ.

Установлено также, что одной из причин низкого качества ремонта агрегатов гидропривода является отсутствие нормативно-технической документации на ремонт, в частности обоснованных структурных параметров технического состояния основных деталей и сопряжений агрегатов гидропривода. Также литературный анализ показал, что наибольшее количество отказов приходится на износ деталей сопряжения «распределитель – приставное дно» качающего узла гидропривода. Для данного сопряжения теоретически обоснованы структурные параметры технического состояния, но полученные данные требуют экспериментальных исследований.

Для проведения экспериментальных исследований использовалась лабораторная установка, которая была изготовлена на кафедре надежности и ремонта машин ДГАЕУ и разработана методика проведения эксперимента.

Были проведены экспериментальные исследования, позволившие установить взаимосвязь между величиной зазора (структурный параметр) в данном сопряжении и потерями рабочей жидкости, а также обосновать величину граничного значения структурного параметра.

Результаты исследований показали, что разница между экспериментальными и теоретическими результатами не превышает 10%. Полученные результаты будут использованы для определения допустимых структурных параметров технического состояния данного сопряжения.

Ключевые слова: рабочая жидкость, трансмиссия, гидропривод, потери, надежность, ремонт, отказ, техническое состояние, исследования.

Abstract

Experimental studies of the working fluid leaks in the pumping node aggregates volume hydraulic drive transmission

O.I. Kyrylenko, P.T. Mel'yantsov

Analysis of literature demonstrated that volumetric hydraulic transmissions of mobile machines, which includes an adjustable axial piston hydraulic pump and the axial piston fixed displacement motors used in agriculture today. Also reviewed to ensure the operational reliability of machines of this type. It revealed that the average resource volume hydraulic drive is much less than the manufacturer. This state of matter is due to: first – a violation of the operation rules, and secondly - the poor quality of repair and maintenance work. Also established that one of the reasons for the poor quality of repair a hydrodrive units is the lack of norma-

tive and technical documentation for the repair reasonable structural parameters of technical condition the main components and interfaces of a hydrodrive units. Analysis of the literature showed that most number of failures falls on the wear of mating "distributor – Extension bottom" pumping unit a hydrodrive. For this pairing is theoretically justified the structural parameters technical condition, but the findings need experimental studies. For experimental research used laboratory plant made at the department reliability and repair of machines DSATU and developed a method of experiment.

Experimental studies have been carried out, which allowed to establish the relationship between the size of the gap and the leakage of the working fluid, as well as to substantiate the value of the boundary value of the structural parameter. The results showed that the difference between the experimental and theoretical results do not exceed 10%. The results will be used to determine the structural parameters of acceptable technical condition of the coupling.

Keywords: *hydraulic fluid, transmission, hydraulic drive, loss, reliability, repair, failure, technical condition, research..*

Представлено від редакції: В.А. Войтов / Presented on editorial: V.A. Vojtov

Рецензент: М.М. Шуляк / Reviewer: M.M. Shuljak

Подано до редакції / Received: 16.09.2015