

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

 DOI 10.51582/interconf.19-20.04.2024.047

Вхідний контроль технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в технологічному процесі їх ремонту

**Мельянцов Петро Тимофійович¹,
Лосіков Олександр Михайлович²,
Сидоренко Віктор Кононович³**

¹ кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інжинірингу технічних систем;
Дніпровський державний аграрно-економічний університет; Україна

² старший викладач, кафедра галузевого машинобудування;
Український державний університет науки і технологій; Україна

³ старший викладач, кафедра галузевого машинобудування
Український державний університет науки і технологій; Україна

Анотація.

Аксіально-поршневі гідромашини, які надходять до сервісних підприємств з їх ремонту, мають різний технічний, що суттєво впливає на якість та собівартість їх ремонту. Мета роботи полягала в зменшенні трудомісткості ремонтних робіт та забезпечення їх якості, розробленням метода діагностування технічного стану гідравлічних агрегатів в технологічному процесі їх ремонту. Для її реалізації розроблено метод діагностування технічного стану деталей качаючих вузлів гідромашин, застосуванням гідравлічного опресування з попередньою подачею рідини до корпусу агрегату під дренажним тиском. Отримані результати вказують на ефективність застосування розробленого методу та засобу діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в технологічному процесі їх ремонту для умов сервісних підприємств.

Ключові слова:

гідравлічна трансмісія
аксіально-поршнева гідромашинна
сервісні підприємства
технологічний процес ремонту
вхідний контроль
об'ємні втрати
технічний стан

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Вступ.

Підвищення ефективності експлуатації і техніко-економічних характеристик будівельно-дорожньої та сільськогосподарської техніки в значній мірі забезпечується застосуванням об'ємних гідравлічних трансмісій [1]. Їх впровадження обумовлено рядом переваг в порівнянні з механічними трансмісіями: незалежність взаємного розміщення вузлів гідравлічного приводу; малі габаритні розміри і висока потужність, що передається, на одиницю маси; простота розвитку потужності без кінематично складних і малонадійних приводів з значною кількістю карданних валів, ременів та інших елементів механічних передач; широка уніфікація в границях ряду машинобудівельних галузей; надійне запобігання перевантажень робочих органів; можливість безступеневого регулювання швидкісних режимів та легкість керування; можливість автоматизації процесу керування; покращення умов роботи водія (оператора) та ін.

В об'ємних гідравлічних трансмісіях тракторів, будівельно-дорожньої та сільськогосподарської техніки широко використовуються регульовані аксіально-поршневі насоси серії «PVS» і «PVH» з робочим об'ємом 33...90см³ і максимальним тиском 42,0 МПа, та аксіально-поршневі не регульовані гідромотори серій «MFS» «MFH» з відповідними технічними характеристиками, що і для гідронасосів, які виготовляються за ліцензією німецької фірми Sauer-Sundstrand на виробничих потужностях акціонерного товариства (АТ) «Гідросила» у м. Кропивницькому [2].

Застосування мобільних машин, оснащених об'ємними гідравлічними трансмісіями, в різних галузях народного господарства вимагає високих показників їх надійності. На це вказують продовжуючи процеси дослідження аксіально-поршневих гідромашин в області підвищення їх робочих характеристик, збільшення довговічності і безвідмовності їх роботи, дослідження умов мащення основних пар тертя, зниження витрат робочої рідини, шуму та вібрації [3, 4, 5, 6].

Водночас, аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій показує, що їх надійність не відповідає вказаним показникам в технічних характеристиках та вимогах на експлуатацію. Це підтверджується статистичною оцінкою показників надійності в ряді робіт [2, 7, 8, 9], яка показує,

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

що на відмови, обумовлені втратою працездатності гідравлічної трансмісії припадає близько 30% .

Такий стан справи характеризується тим, що існуючі методи діагностування та засоби їх реалізації мають значну трудомісткість підготовчих робіт, а оцінка технічного стану проводиться по діагностичним параметрам, які не в повній мірі відтворюють дійсний стан структурних параметрів деталей спряжень аксіально-поршневих гідромашин. Це пояснюється не однозначною кількісною оцінкою щодо нормативних значень структурних параметрів технічного стану деталей качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, які в першу чергу обумовлюють втрату працездатності гідравлічної трансмісії [7].

Відновлення працездатного стану аксіально-поршневих агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій проводиться на сервісних підприємствах з їх ремонту. Проведений аналіз якості та собівартості їх ремонту показав, що вартість робіт не відповідає трудовим затратам, із-за недосконалості технологічних процесів, які реалізуються на спеціалізованих підприємствах, а післяремонтний ресурс не завжди відповідає гарантійним вимогам [2].

Наявність не достатньо ефективною системи діагностування об'ємних гідравлічних трансмісій, при проведенні робіт з їх технічного сервісу, відсутність обґрунтованих контролюючих параметрів технічного стану агрегатів та їх деталей при ремонті, приводить до необґрунтованих операцій з розбирання гідравлічних агрегатів, що обумовлює зростання ймовірності пошкодження деталей і буде впливати на якість ремонту, а також збільшення трудомісткості ремонтних робіт і відповідно собівартості ремонту.

Одним із заходів, який дасть можливість суттєво вплинути на вказані недоліки, при проведенні робіт з відновлення працездатності об'ємних гідромашин, може бути впровадження косвенного (без розбирання аксіально-поршневих гідромашин) діагностування їх технічного стану при потраплянні до сервісного ремонтного підприємства.

В даному випадку косвенне діагностування можна розглядати, як операцію вхідного контролю (або передремонтного діагностування) технічного стану гідравлічних агрегатів, які поступають до ремонту. Її реалізація дасть

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

можливість визначити об'єми ремонтних дій (уникаючи не обґрунтованих розбирань) в залежності від технічного стану гідроагрегатів, підвищити якість ремонту та знизити його собівартість.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Відновлення працездатного стану об'ємних гідромашин потребує високих вимог, щодо організаційної та технологічної підготовки сервісних підприємств з їх ремонту, так як значна кількість деталей виготовляється з застосування фінішних операцій при їх механічній обробці, які забезпечують високі класами чистоти їх поверхні, а мийно-очисні, розбирально-складальні та обкатувально-випробувальні операції потребують наявності спеціального основного та допоміжного обладнання.

Із проведеного аналізу існуючих технологічних процесів ремонту агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій, видно, що в них не передбачені операції з діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин, які поступають до ремонту [10, 11].

Відсутність операцій передремонтного діагностування об'ємних гідроагрегатів пояснюється їх конструктивною складністю, а також не достатньо ефективною системою діагностування, яка не однозначно відтворює функціональну залежність між структурними та діагностичними параметрами технічного стану гідромашини.

В роботі [10], автори для перевірки внутрішньої герметичності об'ємного гідроприводу, який включає в себе регульований аксіально-поршневий насос та не регульований аксіально-поршневий гідромотор, що з'єднані по замкнутій схемі циркуляції, рекомендує вимірювати значення подачі при граничному і номінальному тисках робочої рідини і розраховувати її зменшення для більшого тиску, в процесі проведення стендових випробувань.

Даний спосіб дає загальну оцінку технічного стану гідравлічної трансмісії і не дозволяє виявити, який із агрегатів, насос або мотор має збільшені об'ємні втрати через рухомі з'єднання деталей качаючих вузлів.

В роботі [11], автори рекомендують використовувати гідравлічне опресування гідроагрегатів, підведенням одночасно до обох отворів (отвір магістралі високого і отвір магістралі низького тиску) агрегату, робочої рідини під номінальним

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

тиском, а визначення технічного стану качаючих вузлів гідромашин проводити по величині сумарних витрат робочої рідини із дренажних отворів корпусів аксіально-поршневих гідромашин.

Відсутність дренажного тиску в корпусі гідроагрегату, при проведенні опресування, не забезпечує розташування поверхонь тертя основних деталей рухомих з'єднань качаючого вузла агрегату згідно конструктивних рішень, які перевіряються в момент подання робочої рідини під номінальним тиском, що приводить до зміни витрат робочої рідини і не відображає дійсної функціональної залежності між об'ємними витратами і технічним станом структурних параметрів деталей рухомих з'єднань качаючих вузлів.

Проведенні дослідження вказують, що існуючі операції вхідного контролю (або передремонтного діагностування) технічного стану аксіально-поршневих гідромашин, які поступають до ремонту, являються недостатньо ефективними, що вказує на необхідність розробки ефективного методу вхідного контролю технічного стану гідроагрегатів.

Метою роботи є – підвищення якості та зменшення собівартості ремонту

аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин розробленням методу вхідного контролю їх технічного стану для технологічного процесу їх ремонту.

Постановка задачі. Для визначення технічного стану аксіально-поршневих гідроагрегатів, що надходять в ремонт, необхідно розробити методику контролю внутрішньої їх герметичності, через виявлення кількісної оцінки об'ємних витрат робочої в спряженнях качаючих вузлів гідромашин, та визначити статистичну оцінку технічного стану вузлів, які входять до основних агрегатів і можуть обумовлювати втрату працездатності гідравлічної трансмісії.

Викладення основного матеріалу. Розробка методу вхідного контролю технічного стану аксіально-поршневих гідромашин (НП-90, МП-90) гідростатичної трансмісії ГСТ-90, що надходять в ремонт, формується на контролі їх внутрішньої та зовнішньої герметичності.

Першочергово розглядається зовнішня герметичність гідроагрегатів, так як послідовні операції алгоритму, що передбачають контроль внутрішньої герметичності, неможливі

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

без забезпечення зовнішньої герметичності. Її проводять спочатку візуально (контроль технічного стану торцевого ущільнення на наявність чітко виражених дефектів), а потім пневматичним опресуванням агрегату.

Після перевірки зовнішньої герметичності, агрегати проходять перевірку на внутрішню герметичність, яка характеризує функціональну залежність між структурними параметрами деталей спряжень качаючого вузла гідромашини та об'ємними втратами робочої рідини, які впливають на працездатний стан гідравлічної трансмісії і обумовлюють ресурсну відмову.

Для проведення контролю внутрішньої герметичності гідроагрегатів розробляється конструкція стенду, схема якого представлена на (рис. 1).

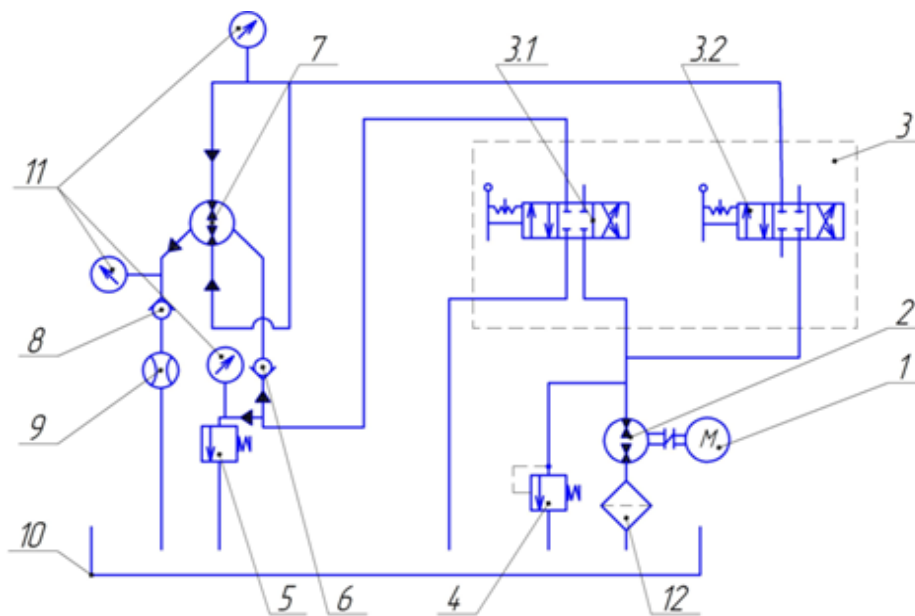


Рисунок 1

Гідравлічна схема стенду для контролю внутрішньої герметичності аксіально-поршневих гідроагрегатів: 1 – електродвигун; 2 – основний насос; 3 – гідророзподільник; 4 – запобіжний клапан магістралі високого тиску; 5 – редукційний клапан дренажної магістралі; 6 – зворотний клапан дренажної магістралі; 7 – аксіально-поршневий гідроагрегат, технічний стан якого контролюється; 8 – редукційний клапан дренажної магістралі; 9 – лічильник рідини; 10 – бак гідравлічний; 11 – манометри; 12 – фільтр.

Авторська розробка.

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Стенд працює наступним чином. Електродвигун 1 приводить в дію основний насос 2, який подає робочу рідину до гідророзподільника 3. При нейтральному положенні золотників секцій гідророзподільника 3, робоча рідина зливається до бака 10. Для перевірки агрегату 7 спочатку включають секцію гідророзподільника 3.1, яка подає робочу рідину до дренажної магістралі, тиск в якій обмежується спрацюванням клапана 5, який відрегульовано на тиск $P_0 = 0,24 \text{ МПа}$, при цьому, створюється замкнений контур дренажної магістралі, який на вході забезпечується зворотнім клапаном 6, а на виході редуційним клапаном 8, тиск спрацювання якого $P_p = 0,357 \text{ МПа}$. Після чого, включають другу секцію гідророзподільника 3.2, яка розподіляє робочу рідину до основних отворів агрегату 7 під номінальним тиском $P_n = 21,0 \text{ МПа}$, який контролюється манометром 11. Проводячи таким чином гідравлічне опресування основних деталей рухомих з'єднань качаючого вузла агрегату, перевіряється їх технічний стан за рахунок витоків робочої рідини через структурні зміни в деталях спряжень. Наявність витоків робочої рідини до корпусу гідроагрегату приводить до зростання тиску в дренажній магістралі і спрацювання редуційного клапана 8. Витоки рідини, через редуційний клапан 8, контролюються лічильником рідини 9 і вказують на технічний стан структурних параметрів деталей рухомих з'єднань качаючого вузла агрегату, що перевіряється і зливаються до баку 10.

Результати вхідного контролю технічного стану аксіально-поршневих гідроагрегатів за розробленою методикою їх діагностування представлені на (рис. 2).

Із наведених результатів видно, що близько 50 % агрегатів мають сумарні витрати робочої рідини менші від $Q = 225 \text{ см}^3/\text{с}$, які в роботі [9] вказуються як граничні.

Надходження таких гідромашин до сервісних підприємств, з метою відновлення їх працездатності, підтверджує робочу гіпотезу про не достатньо ефективну систему діагностування гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації, при проведенні ресурсного діагностування або заявочного при пошуку несправності.

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

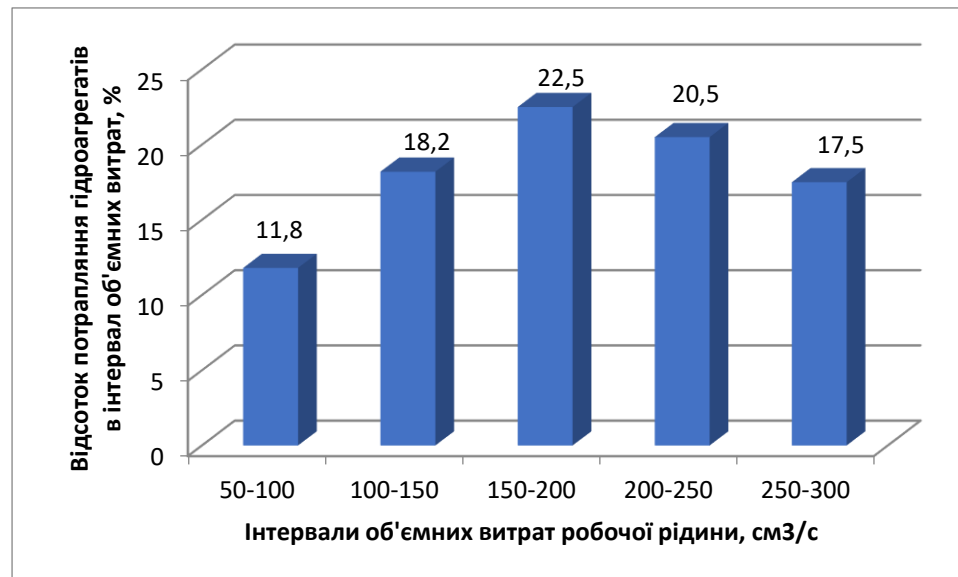


Рисунок 2

Розподілення аксіально-поршневих гідромашин в відсотках за об'ємними витратами робочої рідини по результатам вхідного контролю
Авторська розробка.

Детальний аналіз технічного стану гідроагрегатів, при застосуванні вхідного контролю також показав, що втрата працездатного стану агрегатів трансмісії та надходження їх до ремонту обумовлюється іншими причинами, до яких можна віднести: розрегулювання розподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса; розрегулювання, зношення робочих елементів клапанно-розподільчатих пристроїв; зниження подачі насоса підживлення. Кількісна оцінка розподілення відмов гідроагрегатів за даними причинами наводиться на рис. 3.

Аналіз результатів вхідного контролю аксіально-поршневих гідромашин, представлених на (рис. 3), показує, що близько 30 % агрегатів потрапляють в ремонт через причини, які характеризуються втратою працездатності складових аксіально-поршневих гідромашин: гідророзподільник керування робочим об'ємом гідронасоса; клапанна коробка; насос підживлення.

Проведення вхідного контролю, для визначення технічного стану вище наведених вузлів, потребує застосування окремих технологій для кожного об'єкту діагностування. В умовах сервісних підприємств дані технології розроблюються з

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

врахуванням можливості демонтажу вузла з основного агрегату, що дозволяє реалізувати більш ефективні методи їх діагностування в порівнянні з методами, що застосовуються в умовах експлуатації.

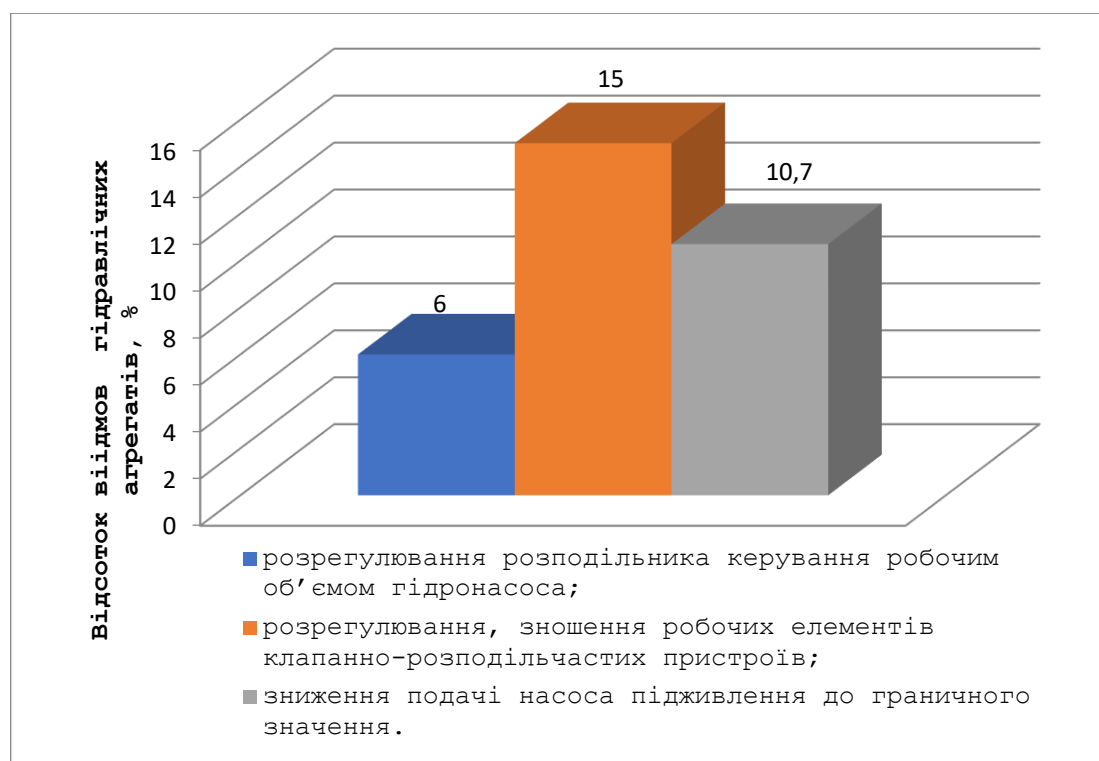


Рисунок 3

Розподілення відмов гідравлічних агрегатів в відповідності до їх причин
Авторська розробка.

Впровадження в загальному технологічному процесі ремонту аксіально-поршневих гідромашин операцій входного контролю дозволяє відновити працездатний стан агрегатів, які потрапили до ремонту з незначними об'ємними втратами робочої рідини, виконанням контрольних-регульовальних операцій для клапанно-розподільчастих пристроїв, кількість яких становить близько 21 %, або проведенням заміни насосів підживлення, що досягли граничного стану, уникаючи таким чином не обґрунтованих розбирань качаючих вузлів основних гідроагрегатів.

Висновки. Розроблення ефективного методу діагностування технічного стану деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

поршневих гідромашин, в операціях вхідного контролю загального технологічного процесу їх ремонту, формується на основі контролю їх внутрішньої герметичності з попередньою подачею робочої рідини до дренажного отвору корпусу агрегату під тиском в інтервалі 0,24...0,357 МПа.

Створення дренажного тиску в корпусі гідроагрегату забезпечує необхідне розташування поверхонь тертя основних деталей рухомих з'єднань качаючого вузла гідромашини, в момент подання робочої рідини під номінальним тиском, що дає можливість більш точно виявити функціональну залежність між об'ємними витратами і технічним станом структурних параметрів деталей рухомих з'єднань качаючих вузлів.

Вхідний контроль технічного стану ремонтного фонду агрегатів гідравлічної трансмісії ГСТ-90 показав, що близько 50 % агрегатів мають об'ємні втрати робочої рідини, які не досягли граничного значення, що пояснюється не достатньо ефективною системою діагностування гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації.

Реалізація методу діагностування аксіально-поршневих агрегатів гідравлічним опресуванням дозволяє відновити працездатний стан аксіально-поршневих гідромашин, які потрапили до ремонту з незначними об'ємними втратами робочої рідини, проведенням контрольних-регулювальних операцій для клапанно-розподільчатих пристроїв або їх заміною, що значно зменшить собівартість ремонту агрегатів трансмісії в цілому.

References:

- [1] Дмитрів В. Т. Об'ємні гідроприводи. Будова й особливості функціонування. Навчальний посібник [Текст] / В. Т. Дмитрів, З. З. Вантук, І. В. Дмитрів. – Київ: Видавничий дім «Кондор», 2020. – 184 с.
- [2] Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях [Текст] / П. Т. Мельянцов, В. Г. Харченко, И. Г. Голубев. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. – 42 с.
- [3] 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>.
- [4] 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:

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

- <http://dx.doi.org/10.1115/1.2807183>.
- [5] 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>.
- [6] Ivantysynova, M. An Investigation into Micro - and Macrogeometric Design of Piston [Text] / M. Ivantysynova, R. Lasaar // Cylinder Assembly of Swash plate machines. Inte.
- [7] Шпорт В. Ю. Визначення технічного стану агрегатів гідравлічної трансмісії термодинамічним методом діагностування / В. Ю. Шпорт, П. Т. Мельянцов // Zbior artykulow naukowych. «Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozicje na rok 2015». - Warszawa, 2015 - S. 36-40.
- [8] Дмитренко О. В. Технологія підвищення довговічності аксіально-поршневих агрегатів об'ємного гідроприводу / О. В. Дмитренко, П. Т. Мельянцов // Zbior artykulow naukowych. «Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozicje na rok 2015». - Warszawa, 2015 - S. 47-50.
- [9] Форощук В. В. Вплив сумарних об'ємних втрат робочої рідини на роботоздатність гідравлічного приводу трансмісії / В. В. Форощук, П. Т. Мельянцов // Zbior artykulow naukowych. «Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozicje na rok 2015». - Warszawa, 2015 - S. 67-71.
- [10] Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт [Текст] / - М.: ГОСНИТИ, 1981 - 160 с.
- [11] Ачкасов К. А. Справочник начинающего слесаря: Ремонт, регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов - 2-е изд. перер. и доп. [Текст] / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера - М.: Агропромиздат, 1987. - 352 с.