

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

**Кафедра надійності і ремонту машин**

**Пояснювальна записка**

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ  
РОЗПОДІЛЬНИКІВ КЕРУВАННЯ РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ  
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОНАСОСУ**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МГМ-2-19 за  
спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Острогляд Валерій Володимирович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Мельянцов Петро Тимофійович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро - 2020

# ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра надійності і ремонту машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
завідувача кафедри  
НРМ

(назва кафедри)

д.т.н, проф.

(вчене звання)

Дирда В.І

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

## ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Осрогляду Валерію Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема роботи:** «Обґрунтування параметрів технічного стану розподільників керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасосу»

керівник роботи Мельянцов Петро Тимофійович, к.т.н., доцент

( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом вищого навчального закладу від

«08» жовтня 2020 року № 2556

**2. Строк подання студентом роботи** \_\_\_\_\_

**3. Вихідні дані до роботи** Відомості про об'ємний гідропривід трансмісій та особливості його будови. Конструктивні особливості розподільних пристроїв гідроприводу. Аналіз надійності розподільчастих вузлів. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання та задачі дослідження. 2. Аналітичні дослідження по обґрунтуванню зміни технічного стану розподільчастих пристроїв на їх роботоздатність 3. Програма і методика експериментальних досліджень. 4. Результати моделювання оптимізації роботи сервісних відділів сервісного центру 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна оцінка результатів досліджень. Висновки. Бібліографічний список.

## 5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень ( 2 аркуш, А4). 2. Теоретичні дослідження ( 4 арк., А4). 3. Методика експерименту ( 2 арк., А4). 4. Експериментальні дослідження ( 3 арк., А4) 5. Економічні показники ( 1 аркуш, А4). 6. Висновки ( 2 арк., А4)

## 6. Консультанти розділів роботи

| Розділ        | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|---------------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|               |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| 1             | Мельянцов П. Т., доцент                   |                |                  |
| 2             | Мельянцов П. Т., доцент                   |                |                  |
| 3             | Мельянцов П. Т., доцент                   |                |                  |
| 4             | Мельянцов П. Т., доцент                   |                |                  |
| 5             | Кравець В. В., доцент                     |                |                  |
| 6             | Вініченко І. І, професор                  |                |                  |
| нормоконтроль | Мельянцов П. Т., доцент                   |                |                  |

7. Дата видачі завдання: 02.09.2019 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1     | Аналітичний (оглядовий)         | до 30.09.2020 р.              |          |
| 2     | Теоретичний                     | до 15.10.2020 р.              |          |
| 3     | Експериментальний               | до 02.11.2020 р.              |          |
| 4     | Охорона праці                   | до 25.11.2020 р.              |          |
| 5     | Економічний                     | до 02.12.2020 р.              |          |
| 6     | Демонстраційна частина          | до 08.12.2020 р.              |          |

Студент

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Острогляд В. В.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

Мельянцов П. Т.

\_\_\_\_\_



## АНОТАЦІЯ

Острогляд В. В. «Обґрунтування параметрів технічного стану розподільників керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасосу» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Технічний сервіс»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2020 р.

Робота включає в себе шість розділів. В першому розділі проведено аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій мобільних машин сільськогосподарського призначення, розглянуто конструктивні особливості розподільчатих вузлів гідроприводу та вплив зношування деталей на працездатність гідророзподільника і висунуто задачі досліджень.

В другому розділі проведені теоретичні дослідження впливу частиць забруднень на роботу пари «золотник-отвір корпусу розподільника» та проведена оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника.

В третьому розділі розглядаються методика проведення досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами розподільника, методика визначення величини зношення основних деталей гідророзподільника.

В четвертому розділі представлені результати досліджень вхідного стендового контролю роботоздатності гідророзподільників, контролю первинної дефектації і технічного стану гідророзподільників. Результати досліджень впливу радіального зазору на об'ємні втрати.

В п'ятому розділі розглянуто питання з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

В шостому розділі представлені техніко-економічні розрахунки з ефективності реалізації запропонованих заходів.

**Ключові слова:** аксіально-поршневий гідронасос, гідророзподільник, золотник, корпус, структурні параметри технічного стану, об'ємні втрати робочої рідини, технологія.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП .....                                                                                                                              | 7  |
| 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ .....                                                                                               | 10 |
| 1.1 Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій мобільних машин сільськогосподарського призначення .....                   | 10 |
| 1.2 Аналіз досліджень по об'ємним втратам в аксіально-плунжерних гідромашинах .....                                                      | 13 |
| 1.3 Конструктивні особливості розподільчатих вузлів гідроприводу .....                                                                   | 17 |
| 1.4 Аналіз впливу зношування деталей на працездатність гідророзподільника .....                                                          | 21 |
| 1.5 Основна мета та задачі досліджень.....                                                                                               | 22 |
| 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБҐРУНТУВАННЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА .....                                          | 24 |
| 2.1 Дослідження впливу частиць забруднень на роботу пари «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника аксіально-поршневого насоса ПН-90 . | 24 |
| 2.2 Оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника.....                                                                     | 30 |
| 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....                                                                                            | 40 |
| 3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень.....                                                                      | 40 |
| 3.2 Методика проведення досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами розподільника.....         | 41 |
| 3.3 Методика визначення величини зношення основних деталей гідророзподільника .....                                                      | 43 |
| 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....                                                                                         | 46 |
| 4.1 Результати вхідного стендового контролю роботоздатності гідророзподільників.....                                                     | 46 |
| 4.2 Результати контролю первинної дефектації і технічного стану гідророзподільників.....                                                 | 49 |
| 4.3. Результати досліджень впливу радіального зазору в спряженні «золотник – корпус» гідророзподільника на об'ємні втрати .....          | 53 |

|                                                                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.4 Розробка технологічного процесу відновлення золотника<br>гідророзподільника керування робочим об'ємом насоса ПН-90..... | 55 |
| 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ ....                                                                   | 61 |
| 5.1 Охорона праці в товаристві з обмеженою відповідальністю «ОЛДРІДЖ<br>ГРУП» .....                                         | 61 |
| 5.2 Аналіз умов праці та пожежної безпеки в ремонтній майстерні ТОВ<br>«ОЛДРІДЖ ГРУП» .....                                 | 62 |
| 5.3 Заходи поліпшення умов праці .....                                                                                      | 64 |
| 5.4. Вимоги з охорони праці при проведенні ремонту гідравлічних агрегатів<br>трансмій .....                                 | 67 |
| 5.5 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях при виконанні робіт слюсарем<br>ремонтником.....                                   | 69 |
| 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ .....                                                                   | 72 |
| ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ .....                                                                             | 80 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....                                                                                            | 83 |
| ДОДАТКИ.....                                                                                                                | 86 |

## ВСТУП

Аксіально-поршневі гідромашини на сьогоднішній день знайшли широке застосування в гідравлічних трансмісіях мобільних машин сільськогосподарського призначення. При цьому найбільшу реалізацію мають регульовані аксіально-поршневі насоси (НП-90) та не регульовані аксіально-поршневі гідромотори (МП-90), які застосовуються в гідростатичних трансмісіях кормо-та зернозбиральних комбайнах. Застосування гідравлічних трансмісій має ряд переваг в порівнянні з механічними та клино-пасовими передачами про що відмічається в ряді робіт [1,2,3,4].

Разом з тим в умовах рядової експлуатації кормо-та зернозбиральних комбайнів виникають відмови, які припадають на агрегати гідравлічної трансмісії, і обумовлюють значні витрати в результаті простоювання машин та усунення несправностей. Статистична оцінка показників надійності гідравлічних агрегатів, показує, що на їх долю припадає близько 20-30 % відмов від загальної кількості [2,3,4].

Детальний аналіз технічного стану агрегатів гідравлічних трансмісій (аксіально-поршневий гідронасос НП-90 і аксіально-поршневий гідромотор МП-90), які поступають в ремонт на спеціалізовані ремонтні підприємства, показав, що близько 18% агрегатів мають роботоздатний стан і потрапили до ремонту не обґрунтовано [4].

Такий стан справи обумовлюється тим, що для визначення технічного стану агрегатів гідравлічної трансмісії в умовах експлуатації застосовуються не достатньо ефективні методи та засоби їх діагностування [2,3], які характеризуються контролем тиску робочої рідини в магістралях високого та низького тиску, а також в дренажній магістралі і не дають можливості виявити дійсний технічний стан аксіально-поршневих гідромашин, як по об'ємним витратам робочої рідини так і по технічному стану системи керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса.

Причому, у більшості випадків, працездатність гідроприводу в цілому і його складових частин обумовлена відсутністю необхідних розробок для об'єктивної його оцінки технічного стану, як при діагностуванні, так і при ремонті. Це приводить до необґрунтованої заміни вузлів і агрегатів, придатних до подальшої експлуатації, а в ряді випадків, навпаки, приводить до експлуатації гідроприводу з порушеною працездатністю гідромашин, що викликає появу відмов, збільшення простоїв і інші небажані наслідки;

Одним з головних шляхів забезпечення безвідмовної роботи комбайнів у збиральний період, скорочення втрат від експлуатації машин, що мають істотні відхилення по своїх техніко-економічних і технологічних показниках (знижена продуктивність, перевитрата палива, зниження якості виконуваних технологічних операцій і т.д., скорочення витрат на технічне обслуговування й ремонт машин), є обґрунтування контрольованих параметрів технічного стану, а також їх нормування.

**Метою роботи** є – дослідження впливу зміни структурних параметрів технічного стану деталей гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса на його роботоздатність.

Завдання досліджень:

1. Виявити основні причини втрати роботоздатного стану гідророзподільників керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса.
2. Аналітично розглянути вплив забрудненості робочої рідини на роботу золотника гідророзподільника.
3. Провести оцінку ремонтної технологічності деталей гідророзподільника.
4. Розробити методику вхідного контролю технічного стану гідророзподільника для умов сервісних підприємств.
5. Провести дослідження по виявленню взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами розподільника.
6. Розробити технологію відновлення золотника гідророзподільника.

**Об'єкт досліджень** – гідророзподільник керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасосу.

**Предмет досліджень** – процеси зношування робочих поверхонь пар тертя розподільчастих пристроїв та їх вплив на роботоздатність гідронасосу.

## 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій мобільних машин сільськогосподарського призначення

Серед сучасних тенденцій розвитку сільськогосподарської техніки чітко виділяються зростаючі тенденції використання спеціалізованих самохідних машин (головним чином зерно - і кормозбиральних), оснащених агрегатами об'ємної гідравлічної трансмісії ГСТ-90, ГСТ-112 вітчизняного виробництва (закритого акціонерного товариства «Гідросила»), а також закордонного виробництва ( фірми «Sunstrand», «Eaton», «Sauer», «Danfos» та ін.) [1,2].

В гідравлічних трансмісіях мобільних машин сільськогосподарського призначення широке застосування знайшли регульовані аксіально-поршневі гідронасоси (ПН) та не регульовані (постійної витрати робочої рідини) аксіально-поршневі гідромотори (ПМ). Даний клас гідравлічних машин вигідно відрізняється від інших перш за все широкою уніфікаційною оцінкою і взаємозаємністю вузлів і складових частин.

Аналогом таких гідромашин в Україні являється об'ємний гідропривід ГСТ-90, ГСТ-112, який конструктивно являється двох агрегатним і включає в себе відповідно з аксіально-поршневі регульовані гідронасоси (ПН-90, ПН-112) та не регульовані аксіально-поршневі гідромотори (ПМ-90, ПМ-112). Конструктивно гідромашини гідравлічних трансмісій ГСТ-90 і ГСТ-112 відрізняються лише геометричними розмірами та вихідними параметрами (потужністю, крутним моментом на вихідному валу гідромотора, номінальним тиском в гідросистемі, граничним тиском та ін.)

Необхідно відмітити, що в мобільних машинах сільськогосподарського призначення в більшій мірі знайшли реалізацію гідравлічні трансмісії ГСТ-90. Вони застосовуються на таких зернозбиральних комбайнах як «ДОН-1500» та його модифікації, «Нива» та ін., кукурудзозбиральних «КСКУ-6», «КСК-100» та ін. Технічна характеристика ГСТ-90 наводиться в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. – Технічна характеристика гідроприводу трансмісії ГСТ-90

| Найменування параметра                                | Значення параметрів відповідно для |             |
|-------------------------------------------------------|------------------------------------|-------------|
|                                                       | Гідронасоса                        | Гідромотора |
| Робочий об'єм, $см^3$                                 | 0...89,0                           | 89,0        |
| Номінальна подача, $\frac{л}{хв}$ , не менше          | 119,87                             | -           |
| Номінальні витрати $\frac{л}{хв}$ , не менше          | -                                  | 199,87      |
| Тиск в гідролінії високого тиску, $МПа$ :             |                                    |             |
| - номінальне                                          | 21,0                               | 21,0        |
| - максимальне                                         | 34,3                               | 34,3        |
| Тиск в гідролінії низького тиску, $МПа$ :             |                                    |             |
| - максимальне                                         | 1,505                              | 1,505       |
| - мінімальне                                          | 1,295                              | 1,295       |
| Максимальний тиск дренажу, $МПа$ ,                    | 0,245                              | 0,245       |
| Коефіцієнт корисної дії, не менше                     | 0,88                               | 0,88        |
| Коефіцієнт подачі, не менше                           | 0,949                              | -           |
| Гідромеханічний ККД, не менше                         | -                                  | 0,92        |
| Тиск на вході до насоса підживлення, $МПа$ , не менше | 0,073                              | -           |

Дослідженням ГСТ-90 займалися ВІМ, НАТИ, ВИСХОМ, ГОСНИТИ, ВНПО «Ремдеталь», ВНИИКОМЖ і ряд інших науково-дослідних інститутів. Отримані ними результати актуальні, і мають важливе значення для розвитку гідрофікованих трансмісій і ефективної їх експлуатації.

В роботах [5,6,7] результати спостережень за роботою сільськогосподарської техніки, оснащеною гідравлічними трансмісіями, показують, що близько 30% всіх відмов припадає на долю агрегатів гідравлічних трансмісій [5,6,7]. Середній наробіток до відмови агрегатів гідравлічних трансмісій (ГТ), косилки-плющілки КПС-5Г - 79,9 год., кормозбирального комбайна КСК-100 - 78,6 год. [7]. Такі показники вказують на те, що експлуатаційна надійність (ГТ) недостатньо висока.

Відмови, які виникають в (ГТ) обумовлюються порушенням технології виготовлення деталей та їх складанням, низькою якістю виготовлення рукавів високого тиску, слабою затяжкою різьбових з'єднань в гідро лініях, видавленням та руйнуванням ущільнювальних кілець, несоосністю в

з'єднанні насоса з приводом двигуна, низькою якістю зварювальних з'єднань, а також неправильною експлуатацією та порушенням технічного обслуговування.

Середній наробіток до відмови рукавів високого тиску і ущільнень на копильці – плющильці КПС-5Г відповідно 55 та 96,5 год., на комбайні КСК-100 – 60,2 та 61,6 год. Руйнування гідро лінії високого тиску приводить до повної втрати робочої рідини. Наприклад, у комбайна КСК-100 із всіх відмов по гідравлічним приводам на гідро лінію високого тиску припадає 55,6 % із них 82,2 % з порушенням гідро лінії і втратою робочої рідини [7]. Руйнування рукавів, трубопроводів та ущільнювальних кілець визиває додаткові витрати, збільшує витрати робочої рідини, що в цілому знижує економічні показники при експлуатації машини. Крім того в багатьох господарствах в якості робочої рідини в заміні рекомендованих марок мастил А, ЕШ, МГ-30У, МГЕ- 46В застосовують мастила марок М10Г<sub>2</sub>, М10В, гальмівну рідину, відпрацьовані мастила та інше [6]. Робота гідроприводу на вказаних мастилах приводить до значного зниження коефіцієнта корисної дії ( ККД ) гідропередачі, втрати робото здатності або виходу з ладу гідроагрегатів. Вторинні витрати ще в більшій мірі понижують ефективність експлуатації машин, оснащених гідрооб'ємними приводами трансмісії.

Досвід роботи курсів по підвищенню кваліфікації інженерно-технічних робітників та механізаторів, показує, що не всі експлуатаційники достатньо добре уявляють функціональне призначення окремих елементів приводу і роботу агрегатів в екстремальних ситуаціях, які виникають в умовах експлуатації машин, наприклад призначення насоса підпитки і його функціонування, правила заміни робочої рідини та інше [5].

Ряд авторів в роботах [1,11,13] при дослідженні показників надійності агрегатів гідравлічних трансмісій вважає, що зміна технічного стану гідроприводу в умовах експлуатації виникає головним чином в результаті зношення деталей качаючих вузлів гідромашин. При цьому наслідки зміну технічного стану агрегатів гідроприводу, а також втрата їх робото здатності не однакові.

Відновлення роботоздатності гідроприводу при раптовій відмові, як правило, качаючих вузлів (КУ) гідронасоса і гідромотора пов'язані з значними витратами, обумовленими необхідністю демонтажу гідромашин і відправленням їх в ремонт на спеціалізоване підприємство. Зняття агрегатів з машини та поставлення їх в ремонт приводить до збільшення витрат від простоювання машини і порушенню агротехнічних строків проведення збиральних робіт.

При цьому слід врахувати, що спеціалізовані підприємства з ремонту гідравлічних агрегатів в середньому обслуговують 2-3 області і господарства можуть розміщуватися від нього на значній відстані ( до 5000 км.). Крім того демонтаж і монтаж гідромашин приводить до забруднення і втратам робочої рідини.

Є очевидним, що значні витрати в умовах експлуатації, обумовлені зміною технічного стану агрегатів гідроприводу, потребують підвищеної уваги до їх експлуатації та технічному обслуговуванню. Попередити відмови агрегатів (ГТ) і понизити експлуатаційні витрати можна шляхом своєчасного контролю їх технічного стану за допомогою діагностувальних засобів та своєчасного проведення номерних технічних обслуговувань в повному обсязі.

## 1.2 Аналіз досліджень по об'ємним втратам в аксіально-плунжерних гідромашинах

Відомо, що об'ємні втрати рідини в насосі погіршують характеристику подачі насоса, зменшують чутливість насоса і приводу до керуючого впливу: для компенсації об'ємних втрат потрібне переміщення органу регулювання на більший кут [4]. Це відповідає збільшенню помилки приводу, збільшує час, необхідний для створення насосом необхідного тиску; при цьому у насоса існує зона нечутливості, яка впливає на зону нечутливості приводу в цілому, погіршуючи його точності характеристики. Дослідження об'ємних втрат аксіально-поршневих насосів є передумовою до поліпшення статичних

і динамічних характеристик як насосів, так і приводів, в яких вони застосовуються.

Об'ємні втрати в аксіально-поршневих насосах визначаються різницею геометричної і фактичної подач [4], і визначаються через коефіцієнт подачі:

$$K_Q = \frac{Q_D}{Q_T}, \quad (1.1)$$

де  $Q_D$  - дійсна подача аксіально-поршневого гідронасоса,  $см^3/с$ ;

$Q_T$  - теоретична подача аксіально-поршневого гідронасоса,  $см^3/с$ .

При цьому дійсна подача відрізняється від теоретичної величиною об'ємних втрат і стисканням робочої рідини.

Ці втрати в аксіально-поршневих насосах виникають через витоки робочої рідини з робочої порожнини в неробочу (перетікання) або в корпус насоса, а також із-за втрат при заповненні робочих камер насоса [4]. Кількісно витоки залежать від зазорів, в яких виникає перепад тисків, і від числа цих місць в конструкції аксіально-поршневих насосів.

Більшість аксіально-поршневих насосів (з похилим блоком) змінної продуктивності, які застосовуються в гідростатичних приводах (ГП), мають три місця виникнення витоків робочої рідини [8]. Даний факт є наслідком конструктивних особливостей застосовуваних в (ГП) аксіально-поршневих насосів, і дозволяє отримати насоси з малими об'ємними втратами подачі до 2%. Місця виникнення витоків робочої рідини в насосах цього типу такі: «розподільник-блок циліндрів», «приставне дно-блок циліндрів», «поршень-блок циліндрів».

У деяких конструкціях вищевказаних насосів вдалося знизити число місць витоків до двох (введенням біметалізованого блоку циліндрів) [8, 9].

Однак застосування даного конструктивного виконання насоса в (ГП) поки не відомо.

Інша картина спостерігається в аксіально-плунжерних насосах. Там у найбільш поширених конструкціях місць витоків чотири - п'ять [10], тобто за

об'ємними витоками вони уступають відомим конструкціям аксіально-поршневих насосів, з похилим блоком, найбільш поширених в (ГП) в даний час.

Відомі роботи, в яких автори «оптимізували» конструкції аксіально-поршневих і аксіально-плунжерних насосів за величиною витоків, досліджуючи їх «вузькі» місця. Так в роботі [11] розглянуті конструкції гідростатичних п'ят зі щілинним дроселюванням, в якому дроселювання робочої рідини здійснюється в зазорі на внутрішньому поясі п'яти, заниженому щодо ущільнювального пояса на деяку величину, порівнянну з заданим зазором. Запропонована п'ята з повним гідростатичним розвантаженням характеризується малою величиною витоків і низькими механічними втратами. Слід зазначити, що дана конструкція має суттєві технологічні обмеження, а також обмеження щодо застосування в широкому діапазоні температур робочої рідини.

В іншій роботі [12] автори зробили спробу «оптимізувати» конструкцію спряження «поршень-п'ята» аксіально-плунжерного насоса. Була поставлена і вирішена задача визначення «оптимальних» розмірів п'яти: розмірів ущільнюючого паска, діаметра дроселя в поршні. Як критерій, прийняті енергетичні втрати, пов'язані з рідинним тертям в вузлі, і об'ємні втрати. В результаті задача визначення конструктивних параметрів групи «поршень-п'ята» звелася до визначення компромісного поєднання об'ємних та енергетичних втрат і до послідуєчого пошуку параметрів вузла при обраному діаметрі дроселя. При цьому в'язкість робочої рідини і зазор між п'ятою і похилим диском приймаються постійними, що створює передумову до створення оптимальної конструкції вузла «поршень-п'ята» в суворо визначених умовах роботи.

Відома робота [13] по експериментальному визначенню стикового зазору в розподільному вузлі, при роботі аксіально-поршневого насоса. В якості чутливих елементів, для визначення величини стикового зазору, використовувалися тензорезистори. Була досліджена аксіально-поршнева гідромашина з робочим об'ємом  $16\text{см}^3/\text{об.}$ , яка працює в режимі гідромотора.

Були отримані дані щодо зміни стикового зазору, що дає можливість провести оптимізацію розподільного вузла.

Відомі роботи [14, 15] по оптимізації розподільного вузла аксіально-поршневих гідромашин, які базуються на спільному рішенні рівнянь Рейнольдса і Баруса. В результаті розрахунку торцевого розподільника отримані залежності умовного коефіцієнта прижиму від частоти обертання блоку, товщини і клиноподібності зазору, в'язкості робочої рідини і визначені умови порушення роботоздатності вузла. В якості припущень прийнято, що тиск і в'язкість по висоті зазору постійні, кривизна і шорсткість поверхонь пар не враховуються, робоча рідина розглядається як ньютонівська рідина, а інерційні сили в рідині не враховуються.

Також серед об'ємних втрат слід відзначити втрати, зумовлені неповним заповненням робочих камер насоса, втрат на всмоктуванні внаслідок гідравлічного опору каналів і інерції робочої рідини [4].

Втрати на всмоктуванні характерні для насосів, які працюють в режимі самовсмоктування, насосів з клапанним розподілом, а також насосів, які працюють на частотах обертання, які перевищують граничні значення.

Відома також велика кількість робіт з вивчення залежності об'ємного ККД, а значить і витоків від різних факторів. Так в роботі [8] показано вплив температури робочої рідини на об'ємний ККД аксіально-поршневого насоса. Дослідження проводилися на нерегульованому насосі другої гами №20. Були отримані залежності об'ємного ККД від температури при різних робочих тисках і частотах обертання. Аналіз отриманих даних показує, що при тиску робочої рідини  $125 \text{ кгс/см}^2$  об'ємний ККД насоса зменшується з 0,975 при  $+25^\circ \text{C}$  до 0,965 при  $+87^\circ \text{C}$ , проте характер графіків залишається незмінним в залежності від температури.

Ще одним важливим фактором, широко висвітленим у літературі, є втрати від пружності робочої рідини і наявність «мертвого» об'єму насоса. Так в роботі [4] показано, що чим більше відношення «мертвого» об'єму робочої камери до обсягу, одержуваного рухом поршня за один хід, тим

більша частина останнього буде втрачена на підвищення тиску, а отже знизиться об'ємний ККД.

В цілому із огляду впливає, що об'ємні втрати істотно впливають на характеристику подачі аксіально-поршневих насосів, на чутливість приводу. Звідси дослідження в цьому напрямку - оптимізація конструкції є актуальним завданням і при розробці заходів щодо поліпшення характеристик (ГП). Має сенс відзначити, що мало робіт, в яких досліджуються втрати подачі насоса через наявність повітря в робочій рідині.

Завдання більш ретельного дослідження об'ємних втрат є актуальною для сучасних гідроприводів і застосовуваних в них гідромашин і впливу цих втрат на досліджувану в роботі характеристику.

### 1.3 Конструктивні особливості розподільчатих вузлів гідроприводу

До розподільчатих пристроїв (вузлів), які передбачені конструкцією в гідравлічній трансмісії ГСТ-90, відноситься гідророзподільник керування робочим об'ємом [16].

Гідророзподільник керування робочим об'ємом розташовується на гідравлічному насосі і з'єднується важелем з люлькою (рис.1.1)

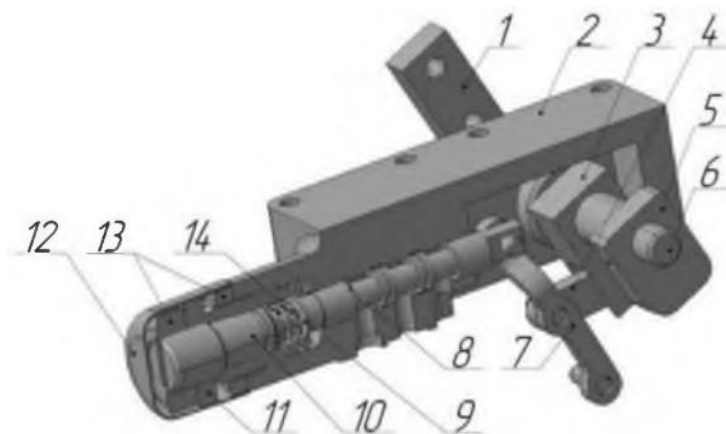


Рисунок 1.1 – Гідророзподільник: 1- важіль керування; 2 корпус; 3 – упор; 4 – тяга; 5 – не рухомий упор; 6 – валик керування; 7 - важіль; 8 – золотник; 9 – шайба; 10 – гвинт; 11 – стакан; 12 – ковпак; 13 – гайка; 14 – пружина.

Основне функціональне призначення гідророзподільника – це розподілення потоку робочої рідини по каналах керування зміни робочого об'єму основного насоса, а також для забезпечення руху комбайна назад (рис.1.2.).

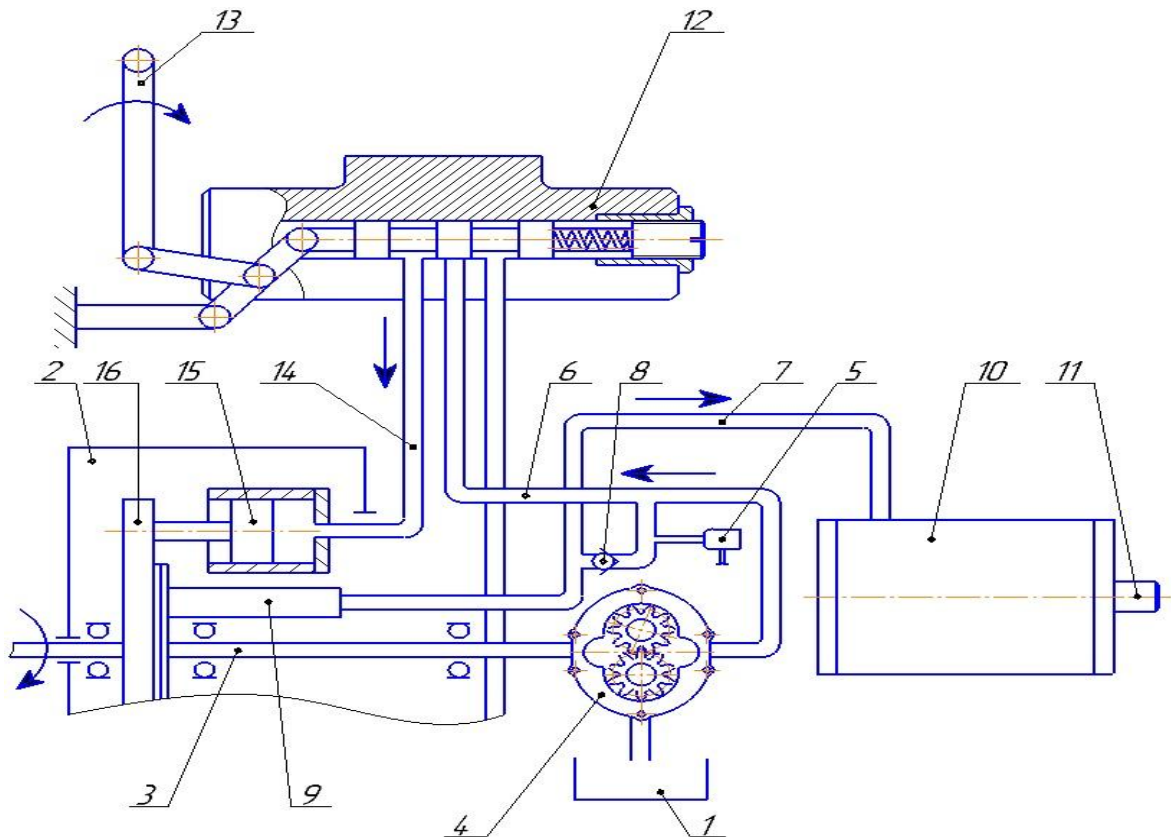


Рис. 1.2 – Схема системи керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасосу: 1 - бак гідравлічний; 2 – аксіально-поршневий гідронасос; 3 – вал приводу гідронасоса; 4 – насос підживлення; 5 – запобіжний клапан насоса підживлення; 6 – гідролінія керування; 7 – лінія високого тиску; 8 – зворотній клапан; 9 – плунжер качаючого вузла; 10 – аксіально-поршневий гідромотор; 11 – вал гідромотора; 12 – гідророзподільник; 13 – важіль гідророзподільника; 14 – гідро лінія сервомеханізму; 15 – сервопоршень; 16 - поворотна шайба (люлька).

Робоча рідина до золотника гідророзподільника поступає від насоса підживлення під тиском  $0,8...1,45 \text{ МПа}$ . При нейтральному положенні золотника в системі живлення спрацьовує запобіжний клапан насоса підживлення, і рідина надходить до дренажної магістралі

За умови переміщення золотника робоча рідина поступає до сервопоршня корпусу насоса, що обумовлює його переміщення, а через нього – зміну положення люльки, що в цілому приводить до зміни поступового руху поршня, а значить збільшення робочого об'єму.

На рис (1.3) представлена схема роботи гідророзподільника керування робочим об'ємом гідромашини і графік залежності робочого об'єму аксіально - поршневого насоса НПА-112 від кута нахилу важеля управління в кожную сторону [16].

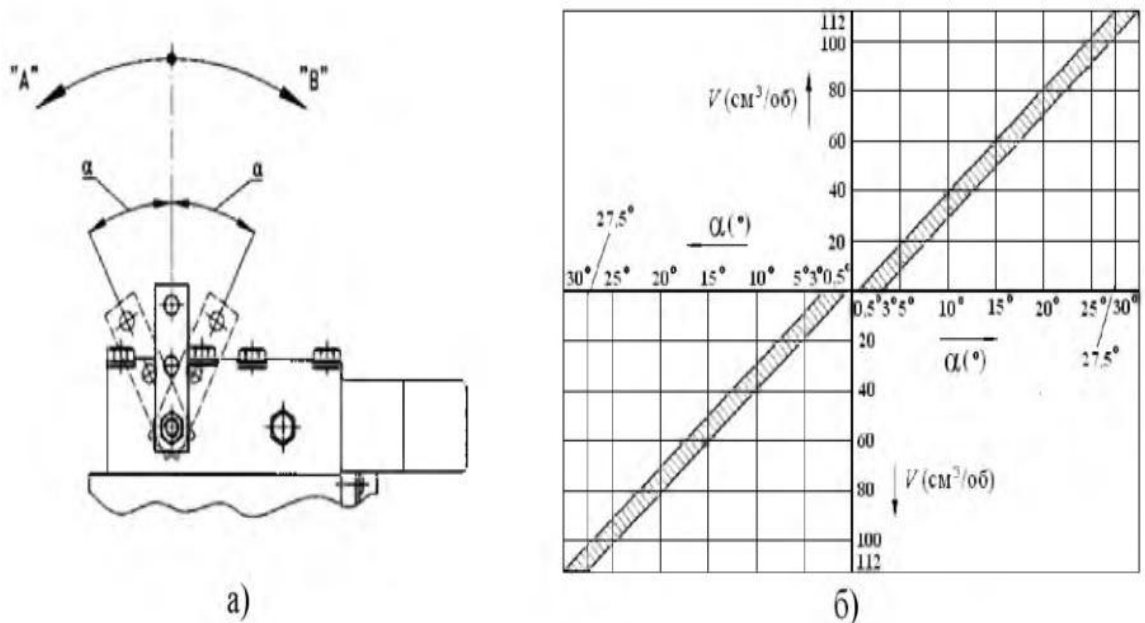


Рис. 1.3 - Схема роботи гідророзподільника а) відхилення важеля управління; б) графік залежності робочого об'єму гідронасоса НПА-112 від кута нахилу важеля керування в кожную сторону:  $\alpha = 0^\circ...30^\circ$  - кут нахилу важеля управління гідророзподільника; "А" і "В" - напрямки відхилення важеля управління;  $V$  - робочий об'єм гідронасоса,  $\text{см}^3/\text{об}$  [16].

Залежно від кута нахилу важеля управління, в лінії управління насосом підживлення створюється відповідний тиск, який переміщує люльку качаючого вузла на необхідний кут. Отже, виходячи з принципу роботи, зниження тиску в лінії управління впливає на зниження об'ємної подачі і об'ємного ККД гідронасоса і може бути причиною втрати працездатності гідроприводу.

Не важко помітити, що розподілення потоку робочої рідини буде обумовлюватися вільним ходом золотника та внутрішньою герметичністю спряження «золотник – отвір корпусу».

Зміна вільного ходу приводить до розрегулювання положення золотника від нейтрального, що в умовах експлуатації обумовлює самовільне переміщення комбайну. Порушення внутрішньої герметичності спряження «золотник – отвір корпусу» зменшує об'єм робочої рідини, яка поступає до сервопоршня за рахунок витрат робочої рідини, що приводить до зменшення робочого об'єму гідронасоса (або неможливості вивести його на заданий режим роботи).

Очевидно, що розрегулювання золотника гідророзподільника виявляється органоліптично (комбайн самостійно переміщується на холостому режимі роботи двигуна комбайна) і може бути усунено за рахунок регулювальних робіт.

Поява порушення внутрішньої герметичності за рахунок деталей спряження «золотник – отвір корпусу» приводить до зміни переміщення люльки (в менший бік), що приводить до зміни робочого об'єму основного насоса та погіршення вихідних показників гідравлічної трансмісії (потужності на валу гідромотору, частота його обертання).

Проведений аналіз літературних джерел показує, що такі дослідження проводились не в достатньому об'ємі, особливо для мобільних машин сільськогосподарського призначення.

Проведений аналіз конструктивних особливостей розподільчатих пристроїв та умови їх функціонування показують:

- для забезпечення роботоздатного стану розподільчатих пристроїв «золотник – корпус» розподільника, необхідно розглянути характер та вид зношення деталей спряжень;

- розглянути функціональну залежність між зміною структурного параметру і обмеженими витратами в спряженнях «золотник - корпус».

#### 1.4 Аналіз впливу зношування деталей на працездатність гідророзподільника

Аналіз літературних джерел показав, що, на думку більшості авторів, технічний стан прецизійної пари «золотник-отвір корпусу гідророзподільника» являється ресурсолімітуючою для гідравлічних розподільників. Деталі даного спряження в своїй більшості виходять із ладу в результаті гідроабразивного зношування (рис. 1.4) [16, 17].



Рис. 1.4 – Гідроабразивне зношування пояса золотника.

Найбільш глибокі дослідження фактичних зношень золотникової пари, залежно від ступеня забруднення робочої рідини, виконані в роботах [18, 19].

При вмісті механічних домішок у робочій рідині менш 0,04 %, середнє зношування отвору корпуса більше середнього зношування золотника. При вмісті домішок 0,04 % зношування золотника і корпуса однакові. При вмісті механічних домішок у маслі близько 0,2 % зношування золотника перевищує зношування корпуса в 1,7 рази.

Зношування в результаті схоплювання (або заїдання) являє собою глибинне виривання матеріалу, перенос його з однієї поверхні тертя на іншу й вплив виниклих нерівностей на сполучену поверхню [19].

Дослідженнями в роботі [18] встановлено, що схоплювання металів або зношування при заїданні відбувається в результаті перекосу й тангенціальних вібрацій золотника, викликаних пульсуючим рухом рідини.

Зношення деталей спряження «золотник-корпус розподільника» обумовлює перетікання робочої рідини із зони високого тиску до зони низького, що обумовлює втрату роботоздатності гідророзподільника.

Аналіз фізико-хімічної природи відмов гідророзподільників показав, що найбільш істотний вплив на працездатність золотникової пари відповідно виявляють: гідроабразивне зношування, схоплювання. Отже, для відновлення працездатності і підвищення зносостійкості золотникової пари, необхідно створити такий поверхневий шар на золотнику, з новими фрикційними властивостями, який здатний протистояти перерахованим видам зношування.

### 1.5 Основна мета та задачі досліджень

Проведений аналіз конструктивних особливостей та розподільчатих пристроїв гідравлічної трансмісії ГСТ-90 комбайна «ДОН-1500», а також аналіз умов їх функціонування показав, що технічний стан основних деталей в спряженні пристроїв та вузлів має важливе значення в забезпечення функціонування та виконання заданих режимів роботи трансмісії.

Разом з тим, аналіз літературних джерел з дослідження надійності та забезпечення роботоздатності розподільчатих пристроїв (вузлів) не достатньо

розглянутий і в своїй більшості характеризується технічними параметри для їх справного стану.

В зв'язку з цим **метою роботи** є – дослідження впливу зміни структурних параметрів технічного стану деталей гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасосу на його роботоздатність.

Завдання досліджень:

1. Виявити основні причини втрати роботоздатного стану гідророзподільників керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса.

2. Аналітично розглянути вплив забрудненості робочої рідини на роботу золотника гідророзподільника.

3. Провести оцінку ремонтної технологічності деталей гідророзподільника.

4. Розробити методику вхідного контролю технічного стану гідророзподільника для умов сервісних підприємств.

5. Провести дослідження по виявленню взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами розподільника.

6. Розробити технологію відновлення золотника гідророзподільника.

## 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБҐРУНТУВАННЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА

### 2.1 Дослідження впливу частиць забруднень на роботу пари «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника аксіально-поршневого насоса ПН-90

Основним елементом гідророзподільника є золотник, що забезпечує подачу РЖ до системи керування робочим об'ємом під дією оператора. Деталі спряження «золотник-отвір корпусу гідророзподільника» найбільш схильні до впливу механічних домішок і за статистикою мають найменший показник надійності. На основі цього, можна висунути робочу гіпотезу, що стан золотникової пари багато в чому визначає стан усього агрегату в цілому. Розглянемо вплив частинок забруднення на роботу золотника в корпусі гідророзподільника.

Одним з основних параметрів золотникової пари, що визначають її якість, є тертя при русі і при зрушенні золотника з місця. В роботі [5] детально розглянуто питання залежності сили тертя в золотникових парах від різних факторів. При порушенні циліндричної пари і при наявності початкового ексцентриситету осей золотника і отвору корпусу з'являється радіальна неврівноважена сила, яка прагне змістити золотник до стінки корпусу, тим самим викликаючи неприпустиме збільшення сил тертя в парі і в підсумку заїдання золотника в корпусі.

Величина неврівноваженою радіальної сили розраховується за формулою:

$$f_{рад} = \frac{\pi \cdot l \cdot r \cdot \Delta p}{2 \cdot e} \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot s}{\sqrt{2s + h^2 - 4 \cdot e^2}} \right), \quad (2.1)$$

де  $f_{рад}$  – неврівноважена радіальна сила;

$l$  - довжина пояса золотника;

$r$  - радіус золотника;

$\Delta p$  - перепад тиску на пояску золотника;

$e$  - ексцентриситет;

$h$  – конусність;

$s$  – величина зазору між золотником і отвором корпусу.

Конусність  $h$  в золотникової парі утворюється внаслідок деформації поверхонь золотника частинками забруднень, які потрапили в зазор між золотником і корпусом. Ці частинки циркулюють разом з робочою рідиною в гідросистемі і неминуче потрапляють в зазори між деталями золотникових пар.

Крім того, треба враховувати, що поверхня будь-якого твердого тіла хвиляста. Поверхні, що труться золотника і корпуса виготовляють з чистотою в межах 8-11 класів, для яких висота нерівностей досягає значень відповідно 3,2-0,4 мкм.

В якості матеріалів, застосовують хрупкі, а не пластичні, для того, щоб виключити впровадження в поверхню частинок забруднення з утворенням спучування. При попаданні в зазор золотникової пари частинок, які мають розмір зазору і більшу твердістю утворюється додаткова стружка, а менш тверді частинки, призводять до пружного деформування деталей пари.

Частинки з великим розміром будуть руйнуватися через гостру передню кромку золотника на більш дрібні і надавати аналогічну дію, або пластично її деформувати, тим самим закупорюючи зазор. Таким чином, механізм порушення циліндричності золотника і отвору корпуса обумовлюється впливом на них частинок забруднень різних розмірів і твердості (рис. 2.1).

Крім того, згідно з даними роботи [5] на величину невірноваженої радіальної сили істотно впливає ексцентричне розташування золотника в корпусі, яке з'являється в процесі складання пари з малих розмірів золотника і отвору і мікронних зазорів між ними.

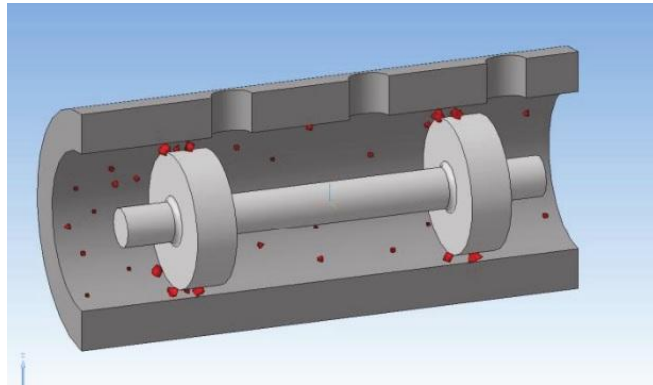


Рис. 2.1. - 3D модель золотникової пари під дією частиць забруднення.

На підставі вищевикладеного розглянемо механізм розвитку заїдання золотникової пари (рис. 2.2). Опис процесу проводиться на прикладі одного паска золотника, зображеного на (рис. 2.1).

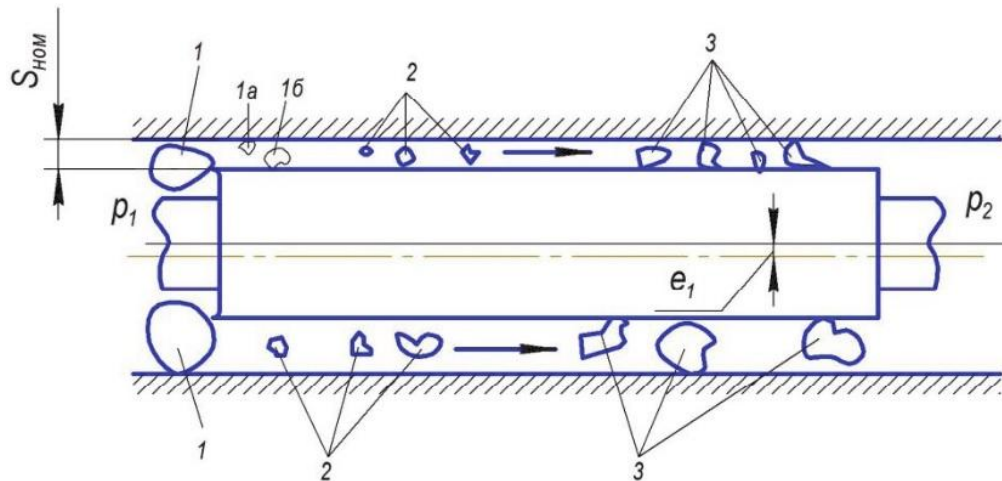


Рис. 2.2. – Перший етап розвитку заїдання в золотниковій парі.

При складанні золотник встановлюється в отвір корпусу з деяким номінальним зазором ( $s_{ном}$ ) і ексцентрисітетом ( $e$ ). На золотник діє перепад тисків  $\Delta p$ . У робочій рідині були присутні частинки забруднень різного розміру. В процесі експлуатації великі частки 1 розколювались гострою кромкою на більш дрібні (1a і 1б), збільшуючи концентрацію небезпечних частинок. Частинки 2, розмір яких менше зазору, проходили безперешкодно, проте при контакті з поверхнями деталей пари деформували їх.

Основна маса частинок 3, розмір яких можна спільномірні з зазором, проходячи між золотником і корпусом, сприяла

інтенсивному зносу їх поверхонь. Таким чином, з плином часу відбулося порушення циліндричної поверхонь золотника і отвору корпусу, що виразилося в тому, що золотник придбав конусність  $h$  (рис. 2.3).

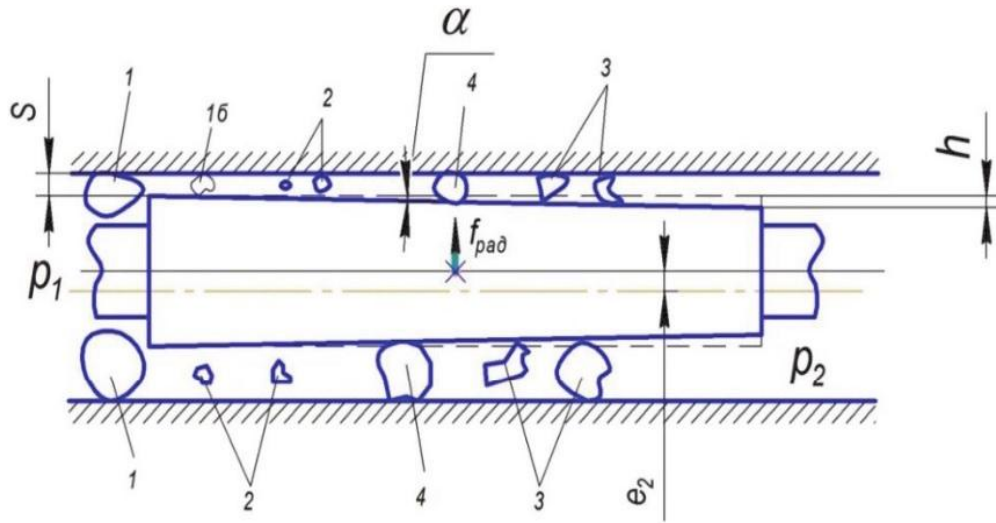


Рис. 2.3. - Другий етап розвитку заїдання золотникової пари

Через це виникла невірноважена радіальна сила, яка зміщує золотник до стінки корпусу, тим самим збільшуючи ексцентриситет між їх осями і зменшуючи зазор між ними. Внаслідок досить високої поверхневої твердості деталей пари процес зняття матеріалу з поверхні має малу інтенсивність, через що, деякі частинки 4, потрапляючи в зазор, застрягали між золотником і корпусом.

На третьому етапі (рис. 2.4) кількість застряглих в зазорі частинок 4 збільшувалася, тобто відбулося явище зарощування зазору по всій довжині паска.

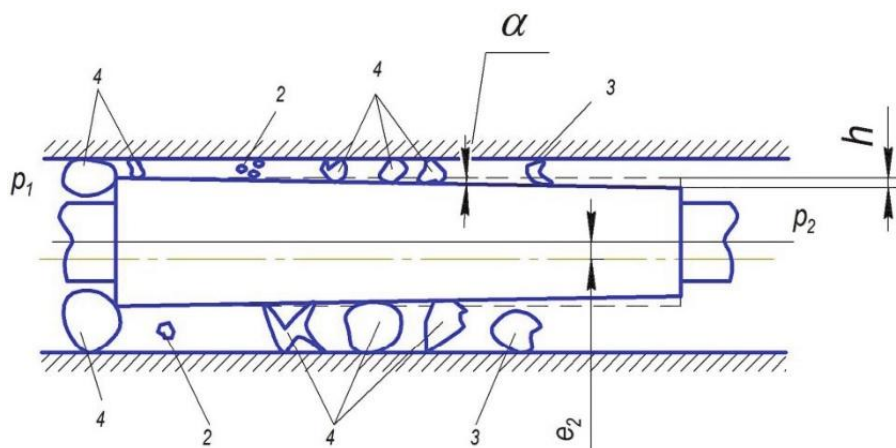


Рис. 2.4. - Третій етап розвитку заїдання золотникової пари

Сили тертя в парі при цьому зросли і при певному мінімально допустимому значенні зазору перевищили силу, потрібну для переміщення золотника, що і призвело до його заїдання в корпусі.

Вихідні дані для розрахунку взяті на основі розбирання зазначеного гідророзподільника в процес його ремонту на одному з сервісних підприємств:  $e = 0,000006 м$  – ексцентриситет;  $h = 0,000017 м$  – конусність поверхні золотникової пари;  $s_{ном} = 0,00001 м$  – номінальний зазор;  $l = 2 \cdot 0,006 м$  – довжина паска золотника;  $r = 0,00635 м$  – радіус золотника.

Робочий тиск в гідравлічній системі керування робочим об'ємом знаходиться в діапазоні  $0,8 - 1,45 МПа$  [6]. Виходячи з цього, розрахуємо величину радіальної сили і сили тертя в парі при перепаді тиску від мінімального  $\Delta p_{min} = 0,8 МПа$  до максимального  $\Delta p_{max} = 1,45 МПа$ .

Протидіяти руху золотника буде сила тертя  $F_{тер}$ , яка розраховується за формулою:

$$F_{тер} = f_{рад} \cdot \mu \cdot \cos \alpha, \quad (2.2)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя, який з урахуванням в'язкості і тиску рідини приймаємо рівним  $\mu = 0,34$ ;

$\alpha$  – кут між поверхнею золотника і стінкою корпуса, що утворився внаслідок появи конусності золотника (його величиною можна знехтувати через малі значення).

Як видно з формули (2.2), вона залежить від величини неврівноваженої радіальної сили  $f_{рад}$  - сили, що притискує золотник до стінки корпуса.

Результати розрахунку зміни сили тертя в залежності від зазору в золотникової парі з використанням формули (2.1) наведені в табл. 2.1 і показані на (рис. 2.5).

Таблиця 2.1. - Результати розрахунку зміни сили тертя в залежності від зазору в парі

| Зазор, мкм |           | Сила тертя, Н   |           |                 | Зазор, мкм |           | Сила тертя, Н   |           |                 |
|------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|
| $s$        | $f_{min}$ | $F_{min}^{тер}$ | $f_{max}$ | $F_{max}^{тер}$ | $s$        | $f_{min}$ | $F_{min}^{тер}$ | $f_{max}$ | $F_{max}^{тер}$ |
| 10         | 68,63     | 23,33           | 99,13     | 33,71           | 4,5        | 152,83    | 51,96           | 220,75    | 75,05           |
| 9,5        | 72,86     | 24,77           | 105,24    | 35,78           | 4,0        | 168,03    | 57,13           | 242,71    | 82,52           |
| 9,0        | 77,50     | 26,35           | 111,94    | 38,06           | 3,5        | 185,80    | 63,17           | 268,36    | 91,25           |
| 8,5        | 86,211    | 28,09           | 119,32    | 40,57           | 3,0        | 206,81    | 70,31           | 298,72    | 101,57          |
| 8,0        | 88,27     | 30,01           | 127,49    | 43,35           | 2,5        | 231,94    | 78,86           | 335,03    | 113,91          |
| 7,5        | 94,55     | 32,15           | 136,57    | 46,43           | 2,3        | 243,42    | 82,76           | 351,61    | 120,55          |
| 7,0        | 101,55    | 34,53           | 146,69    | 49,87           | 2,0        | 262,48    | 89,24           | 379,14    | 128,91          |
| 6,5        | 109,40    | 37,20           | 158,03    | 53,73           | 1,5        | 300,26    | 102,99          | 433,71    | 147,46          |
| 6,0        | 118,25    | 40,20           | 170,80    | 58,07           | 1,0        | 348,07    | 121,34          | 502,77    | 170,94          |
| 5,5        | 128,27    | 43,61           | 185,28    | 62,94           | 0,5        | 410,33    | 139,51          | 592,70    | 201,52          |
| 5,0        | 139,70    | 47,50           | 201,78    | 68,61           | -          | -         | -               | -         | -               |

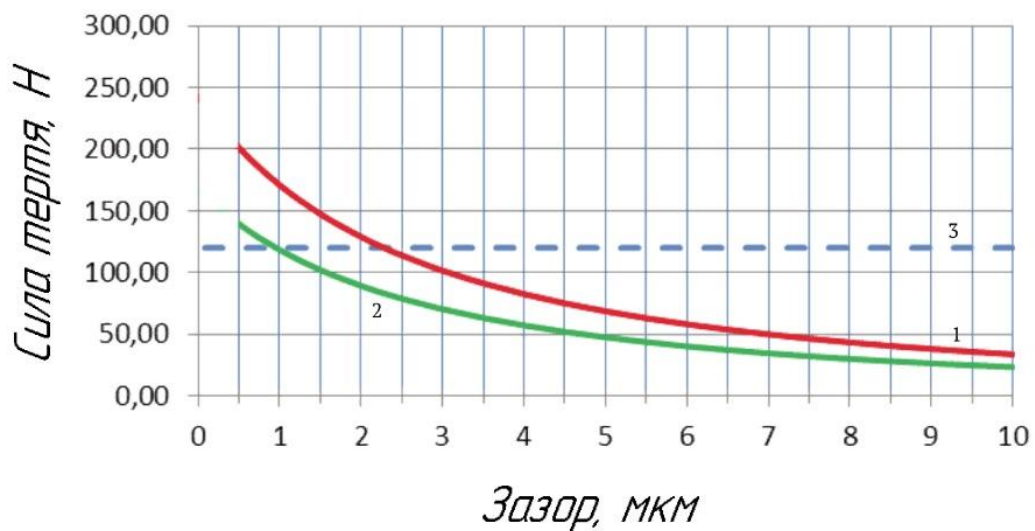


Рис. 2.5. – Залежність величини сили тертя від зазору в парі «золотник-отвір корпусу»: 1 – сила тертя при  $p = 0,8 \text{ МПа}$ ; 2 – сила тертя в парі при  $p = 1,45 \text{ МПа}$ ; 3 – максимальне зусилля для зрушення золотника.

Лінія (3) відповідає максимальній силі, яка дорівнює 120 Н (12 кгс), згідно з [6], і яку необхідно затратити оператору для зрушення золотника. Видно, що при величині зазору від 2,3 мкм і менше, при високому тиску, а

також при величині зазору від 1 мкм і менше, при низькому тиску в парі, сила тертя за величиною перевищує осьову силу, що зрушує золотник і відбувається заклинювання золотника. Відповідно мінімальний зазор в даній парі, при якому зберігається її працездатність, повинен бути більше 2,3 мкм. Таким чином, для будь-якої золотникової пари, знаючи її геометричні параметри, можливо розрахувати мінімально допустимий зазор, при якому зберігається її працездатність.

Порівнюючи фактичний зазор між золотником і отвором корпуса з мінімально допустимим, можна визначити технічний стан гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневої гідромашини.

## 2.2 Оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника

Гідророзподільник аксіально-поршневого гідронасоса виконує функції розподілення потоку робочої рідини в системі керування робочим об'ємом гідронасоса. Вихід з ладу гідравлічного розподільника, як правило супроводжується значними втратами часу в зв'язку з простоюванням мобільної машини в очікуванні усунення несправності. Втрати часу пов'язані з відновленням роботоздатного стану гідророзподільника в значній мірі будуть обумовлюватися ремонтною технологічністю його деталей, технічною підготовкою виробничого підрозділу, який спеціалізується по ремонту гідравлічних розподільників, а також прийнятими технологічними процесами для ремонту та відновлення їх деталей.

Оцінка ремонтної технологічності деталей характеризується пристосованістю їх до відновлення роботоздатного стану. На ремонтну технологічність деталей впливають конструктивні і технологічні особливості, ступінь зношення і пошкодження.

Для визначення критеріїв оцінки ремонтної технологічності деталей розглянемо наступні види ремонтних дій. Роботи пов'язані з відновленням робочих поверхонь деталей (технологічні процеси підготовки деталі до

нарощування нового шару метала, механічна обробка для придання деталі необхідного розміру та фізико-механічних властивостей і якості робочій поверхні тертя. Ці операції являються основними, а трудомісткість їх виконання склад ( $t^{oc}$ ). Одночасно в процесі ремонту деталей виникають допоміжні операції, проведення яких обумовлено необхідністю створення нових установчих баз, допоміжних контрольних операцій пов'язаних з особливістю конструкції деталі, і які не передбачені технологією їх виготовлення. Їх трудомісткість складе ( $t^{don}$ ).

Для визначення впливу конструкції і технології виготовлення деталі на її ремонтну технологічність представимо всю трудомісткість з відновлення роботоздатності в наступному вигляді [20]:

$$t^{6.p} = t^{oc} + t^{don}, \quad (2.3)$$

де  $t^{6.p}$  - трудомісткість відновлення роботоздатного стану деталі, люд. – год.;

$t^{oc}$  - трудомісткість робіт, направлених на відновлення роботоздатного стану деталі, які передбачені конструктивними особливостями деталі, люд. – год.;

$t^{don}$  - трудомісткість робіт, що витрачається при відновленні роботоздатного стану деталі, не передбачених конструкцією і технологією її виготовлення, люд. – год.

Для виявлення впливу технічного стану деталей, які поступають до ремонту, на ремонтну технологічність необхідно визначити ймовірність появи наступних несумісних дій: деталь являється придатною без ремонту  $P_n$ ; деталь потребує ремонту  $P_p$ ; деталь непридатна  $P_{nn}$ . Згідно теореми суми ймовірностей:  $P_n + P_p + P_{nn} = 1$ . Значення цих ймовірностей визначається за виразами [20]:

$$P_n = \frac{n_n}{n_3}, P_p = \frac{n_p}{n_3}, P_{nn} = \frac{n_{nn}}{n_3}, \quad (2.4)$$

де  $n_3$  - загальна кількість деталей одного найменування, які поступають до ремонту, од;

$n_n$  - кількість придатних без ремонту деталей, од;

$n_p$  - кількість деталей, які потребують ремонту, од ;

$n_{nn}$  - кількість непридатних деталей, які потребують заміни, од .

В процесі ремонту гідравлічних розподільників основний об'єм робіт припадає на відновлення деталей спряжень «золотник-корпус».

В зв'язку з цим, нами проводився аналіз технічного стану гідравлічних розподільників, які поступали до ремонту. Ймовірність технічного стану деталей визначалася, проведенням дефектувальних робіт, за відомими методиками [17, 20]. Результати ймовірностей технічного стану деталей гідравлічних розподільників Р-80 представлені в табл.2.1. і на рис.2.6.

Таблиця 2.1 – Ймовірності технічного стану деталей гідравлічних розподільників Р-80

| № п/п | Найменування деталі       | Деталь являється придатною без ремонту $P_n$ . | Деталь потребує ремонту $P_p$ . | Деталь непридатна $P_{н.п}$ . |
|-------|---------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| 1     | Корпус гідророзподільника | 0                                              | 0,84                            | 0,16                          |
| 2     | Золотник                  | 0                                              | 0,92                            | 0,08                          |
| 5     | Важіль керування          | 0,75                                           | 0,21                            | 0,04                          |

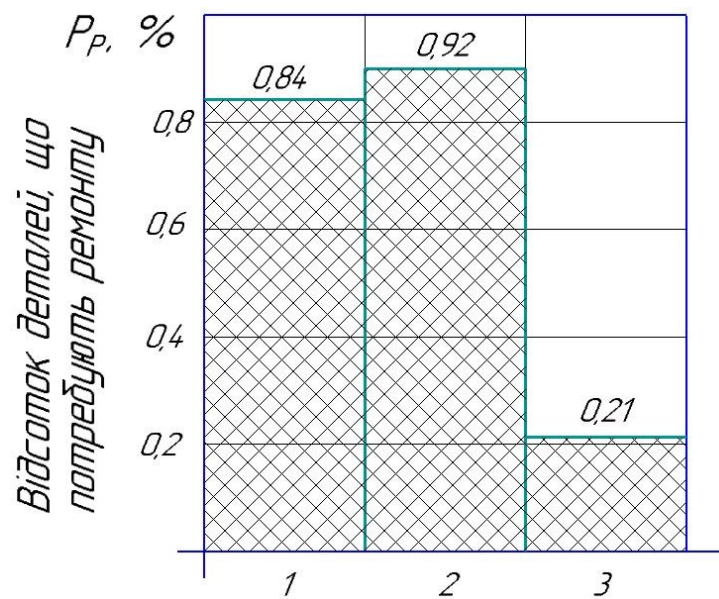


Рис. 2.6 – Ймовірність технічного стану ресурсолімітуючих деталей, які потребують ремонту: 1 – корпус гідророзподільника; 2 – золотник; 3 - важіль керування.

Проведений аналіз табл.2.1 показує, що деталі спряження «золотник-корпус» потребують ремонту з ймовірністю  $P_p = 0,84...0,94$ . Це обумовлюється тим, що на робочих поверхнях всіх деталей мають місце сліди гідроабразивного спрацювання, для усунення яких необхідне застосування шліфувальних операцій при відновленні деталей способом ремонтних розмірів, або відновлювальних операцій з послідуною механічною обробкою.

На спеціалізованих підприємствах для відновлення робочих поверхонь деталей застосовується спосіб ремонтних розмірів для деталей спряження «корпус-золотник» (пояски золотників з невеликими зносами відновлюють шліфуванням до виведення спрацювання, а із значним зношенням золотників – нарощуванням поясків залізненням або хромуванням з наступним шліфуванням), отвори корпуса оброблюються хонінгуванням до виведення слідів спрацювання.

Кількісна оцінка ремонтної технологічності деталі визначеного найменування буде формуватися з врахування її технічного стану при потраплянні до ремонту, пристосованості їх конструкції і технології виготовлення до відновлення, складності ремонтного обладнання та економічної доцільності ремонту. З врахуванням вище наведених факторів показник ремонтної технологічності можна визначити за виразом [20]:

$$P_{p.m.}^{\partial} = P_n + P_p \frac{\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_{ki}}{\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_{ni} + \sum_{j=1}^z t_j^{\partial on} \cdot K_{kj}} K_o \cdot K_e, \quad (2.5)$$

$m$  - кількість основних операцій, які застосовуються для відновлення роботоzдатності деталі,  $od$  ;

$z$  - кількість допоміжних операцій, які застосовуються для відновлення роботоzдатності деталі,  $od$  ;

$t_i^{oc}$  - трудомісткість  $i$ -ї основної операції з відновлення деталі, *люд. – год.*;

$t_j^{don}$  - трудомісткість  $j$ -ї допоміжної операції з ремонту деталі, *люд. – год.*;

$K_{ki}$  - коефіцієнт кваліфікації робіт  $i$ -ї операції при ремонті деталі;

$K_o$  - коефіцієнт складності обладнання та оснастки;

$K_e$  - коефіцієнт економічної доцільності ремонту.

Трудомісткість основних операцій для відновлення корпусу гідророзподільника (має найбільший показник непридатних до відновлення деталей) складе  $t_i^{oc} = 1,1 \text{ люд. – год.}$  (включають в себе очисні операції, дефектувальні, відновлювальні). Трудомісткість допоміжних операцій, яка включає в себе притирку золотника до отвору корпусу складе  $t_j^{don} = 0,35 \text{ люд. – год.}$

Коефіцієнт кваліфікації робіт ( $K_{ki}$ ) визначається за виразом [20]:

$$K_{ki} = \frac{S_c^H}{S_c^\Phi}, \quad (2.6)$$

де  $S_c^H$  - тарифна вартість робіт за найнижчим розрядом кожної спеціальності, *грн*;

$S_c^\Phi$  - тарифна вартість робіт за фактичним розрядом відповідно технологічному процесу ремонту деталі, *грн*.

Технологічний процес ремонту гідравлічних розподільників характеризується застосуванням робітників високої кваліфікації – слюсарі п'ятого розряду за тарифною сіткою, що обумовлюється складністю конструкції агрегатів, а також виготовленням деталей за високими класами чистоти поверхні.

Найменший розряд при ремонті гідроагрегатів відповідає третьому (слюсар виконує зовнішню очистку агрегату, очистку деталей, підрозбирання та розбирання агрегатів), тарифна вартість робіт складає  $S_c^H = 6,45 \text{ грн.}$

Найвищий (фактичний) розряд відповідає п'ятому (слюсар проводить дефектацію деталей, відновлення робочих поверхонь, складання агрегатів, випробування агрегатів та ін.). Тарифна вартість робіт для даного розряду складає  $S_c^{\phi} = 12,95 \text{ грн}$ .

Тоді коефіцієнт кваліфікації робіт ( $K_{ki}$ ) визначається:

$$K_{ki} = \frac{6,45}{12,95} = 0,50$$

Коефіцієнт складності обладнання та оснастки визначається за виразом [20]:

$$K_o = \frac{S_o^h}{S_o^p}, \quad (2.7)$$

де  $S_o^h$  - вартість обладнання для обробки поверхонь, які відновлюються, при виготовленні нової деталі (відновлювальними вважаються ті поверхні, які оброблюються для усунення дефекту при ремонті даної деталі), *грн* ;

$S_o^p$  - вартість ремонтного обладнання для відновлення роботоздатності деталі згідно технологічного процесу ремонту, *грн* .

Розглянемо коефіцієнт складності обладнання для відновлення корпусу гідророзподільника, який має найбільшу ймовірність непридатного стану деталі

( $P_{н.п} = 0,16$ ). Робоча поверхня отвору корпусу працює з поясками золотника для забезпечення герметичності потоку робочої рідини при її розподіленні до сервопоршнів. Втрата роботоздатності даної деталі характеризується гідроабразивним зношенням робочої поверхні отвору, що приводить до зростання зазору в з'єднанні «золотник - корпус» і зростанню витоків робочої рідини. Отже для відновлення робочої поверхні отвору корпусу гідророзподільника необхідно відновити геометричну форму отвору і клас чистоти робочої поверхні не нижче дев'ятого. На заводах-виробниках для основної обробки отвору корпусу застосовують вертикально-хонінгувальні

верстати ЗБ-833 з алмазними брусками. Вартість даного обладнання складе  $S_o^H = 125000 \text{ грн}$ .

На спеціалізованому ремонтному підприємстві при наявності значного зношення поверхні отвору застосовують гільзування отвору корпусу під дійсний розмір золотника. Вартість обладнання для реалізації даної технології складе  $S_o^H = 84000 \text{ грн}$ .

Отже згідно виразу (2.5) коефіцієнт складності обладнання та оснастки буде дорівнювати:

$$K_o = \frac{125000}{84000} = 1,5$$

Коефіцієнт економічної доцільності відновлення деталі визначається за виразом:

$$K_{e.d} = \frac{S_\delta^H}{S_\delta^H + S_\delta^P}, \quad (2.8)$$

де  $S_\delta^H$  - преіскурантна вартість нової деталі, *грн* (вартість корпусу гідророзподільника в  $S_\delta^H = 520 \text{ грн}$ .);

$S_\delta^P$  - витрати на ремонт деталі, *грн* (обумовлюються технологією, яка застосовується для ремонту деталі, рекомендується  $S_\delta^P < 0,7 S_\delta^H$ ), за запропонованою технологією  $S_\delta^P = 370 \text{ грн}$

Тоді коефіцієнт економічної доцільності відновлення деталі складе:

$$K_{e.d} = \frac{520}{520 + 370} = 0,58$$

Підставимо отримані значення до виразу (3) і визначимо показник ремонтної технологічності корпусу гідророзподільника ( $P_{p.m.}^\delta$ ):

$$P_{p.m.}^{\partial} = 0 + 0,84 \frac{1,1 \cdot 0,5}{1,1 \cdot 0,5 + 0,35 \cdot 0,5} \cdot 1,5 \cdot 0,58 = 0,55$$

Аналогічні розрахунки проводяться для інших деталей, ймовірності технічного стану яких представлені в табл.1, а отримані результати наводяться в табл. 2.2. і рис.2.7.

Таблиця 2.2 – Результати оцінки ремонтної технологічності деталей

| Найменування деталі  | Критерії, які характеризують ремонтну технологічність |       |                                      |                                               |       |       |       |                       |
|----------------------|-------------------------------------------------------|-------|--------------------------------------|-----------------------------------------------|-------|-------|-------|-----------------------|
|                      | $P_n$                                                 | $P_p$ | $\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_{ki}$ | $\sum_{j=1}^z t_j^{\partial on} \cdot K_{kj}$ | $K_k$ | $K_o$ | $K_e$ | $P_{p.m.}^{\partial}$ |
| Корпус розподільника | 0                                                     | 0,83  | 0,55                                 | 0,175                                         | 0,50  | 1,50  | 0,58  | 0,55                  |
| Золотник             | 0                                                     | 0,92  | 0,48                                 | 0,195                                         | 0,55  | 1,45  | 0,52  | 0,54                  |
| Важіль керування     | 0,75                                                  | 0,21  | 0,35                                 | 0,28                                          | 0,50  | 1,82  | 0,41  | 0,40                  |

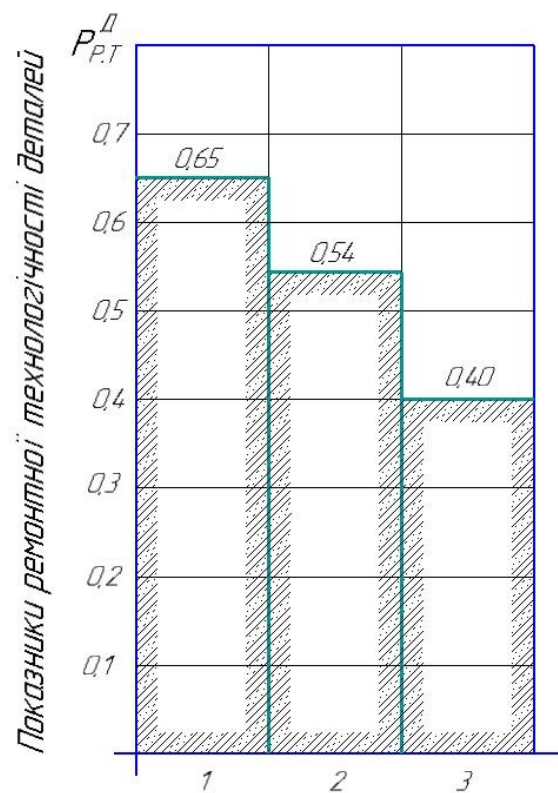


Рис. 2.7 – Показники оцінки ремонтної технологічності деталей гідророзподільника, які потребують ремонту: 1 – корпус гідророзподільника; 2 – золотник; 3 - важіль керування;

Аналіз отриманих результатів показує, що найменшу ремонтну технологічність  $P_{p.m.}^{\delta} = 0,40$  має важіль керування, що обумовлюється конструктивними особливостями даної деталі (зношується посадкова поверхня вала та шліці хвостовика важеля керування, відновлення яких характеризується складністю механічних операцій).

Також на ремонті технологічність впливають показники ймовірності непридатності деталей, які обумовлюються конструктивними особливостями деталей та прийнятою технологією їх ремонту.

В цілому майже всі деталі гідророзподільника мають відносно високий показник ремонтної технологічності, що обумовлюється величиною допоміжної трудомісткості, яка додатково застосовує при ремонті даних деталей. Зниження кількості непридатних деталей та збільшення кількості деталей, які можуть бути відремонтовані, в значній мірі обумовлюється прийнятою технологією ремонту з врахуванням способів відновлення робочої поверхні деталі.

Висновки по розділу.

1. Аналіз роботи золотника в корпусі гідророзподільника на забруднених мастилах, показав, що при величині зазору від 2,3 мкм і менше, при високому тиску, та при величині зазору від 1 мкм і менше, при низькому тиску в парі, сила тертя за величиною перевищує осьову силу, яка зрушує золотник і відбувається заклинювання золотника, що вказує на мінімальний зазор в даній парі, при якому зберігається її роботоздатність. Таким чином, для будь-якої золотникової пари, знаючи її геометричні параметри, можливо розрахувати мінімально допустимий зазор, при якому зберігається її роботоздатність.

2. Основні деталі гідравлічних розподільників потребують ремонту із-за наявності на робочих поверхнях основних деталей слідів гідроабразивного спрацювання, для усунення яких необхідне застосування шліфувальних та хонінгувальних операцій, які відносяться до відновлювальних операцій і обумовлюють  $P_n = 0$ .

3. Найменшу ремонтну технологічність ( $P_{p.m.}^d = 0,40$ ) має важіль керування, що обумовлюється конструктивними особливостями даної деталі ((зношується посадкова поверхня вала та його шліцьова поверхня, відновлення якої характеризується складністю механічних операцій).

4. На оцінку ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників основний вплив мають показники ймовірності придатності деталі та відновлення її роботоздатного стану, при цьому, останній буде впливати на показник технологічності через трудомісткість допоміжних операцій, які застосовуються при ремонті деталі і при цьому не передбачені в технологічному процесі виготовлення даної деталі.

5. Ремонтна технологічність деталей гідравлічних розподільників також залежить від експлуатаційних факторів, до яких слід віднести своєчасність та якість проведення технічних обслуговувань, технічний стан робочої рідини гідравлічної системи, які обумовлюють ймовірність технічного стану деталей за яким оцінюється їх подальший життєвий цикл.

6. Для покращення показників ремонтної технологічності деталей гідророзподільника, які лімітують його ресурс, необхідне нормування структурних параметрів технічного стану ресурсолімітуючих деталей, що дасть можливість реалізувати спосіб ремонтних розмірів для їх роботоздатності.

### 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень

В відповідності з поставленими задачами програма експериментальних досліджень включає наступне:

1. Провести дослідження характеру і величини зношення основних деталей спряжень розподільчатих пристроїв.
2. Виявити вплив зношення основних структурних параметрів технічного стану на об'ємні витрати.
3. Провести експериментальні дослідження взаємозв'язку між структурними параметрами технічного стану деталей розподільчатих пристроїв і об'ємними втратами робочої рідини.

Збирання інформації про технічний стан розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин гідравлічних трансмісій (ГСТ-90) проводилось в господарствах Дніпропетровської області та безпосередньо в лабораторії з дослідження надійності агрегатів гідравлічних трансмісій кафедри надійності і ремонту машин.

Гідророзподільник знімався з аксіально-плунжерних гідромашин після їх миття. Після чого проводився зовнішній огляд вузлів на наявність явно виражених дефектів, які вказували на втрату роботоздатного стану вузла.

Вузли, у яких такі дефекти не були виявлені, поступали на передремонтне діагностування для визначення кількісної оцінки їх технічного стану.

Контроль нейтрального положення золотника та його ходу у розподільника керування робочим об'ємом проводилися на стенді КИ-4815М з застосуванням пристрою КИ-12560-ГОСНИТИ [1].

Розбирання агрегатів проводилось в відповідності з існуючою технологією з застосуванням оснастки та інструменту, яка вказана в документації[16].

Деталі після розбиранні агрегату не знеособлювалися.

### 3.2 Методика проведення досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами розподільника

В процесі експлуатації розподільчатих пристроїв їх основні деталі зношуються, що приводить до розрегулювання золотника, порушення герметичності. В зв'язку з цим для експериментального дослідження застосуємо стенд КИ-4815М, який дає можливість контролювати потоки робочої рідини, об'ємні витрати та тиск в магістралях. Загальний вид стенду зображено на (рис. 3.1).

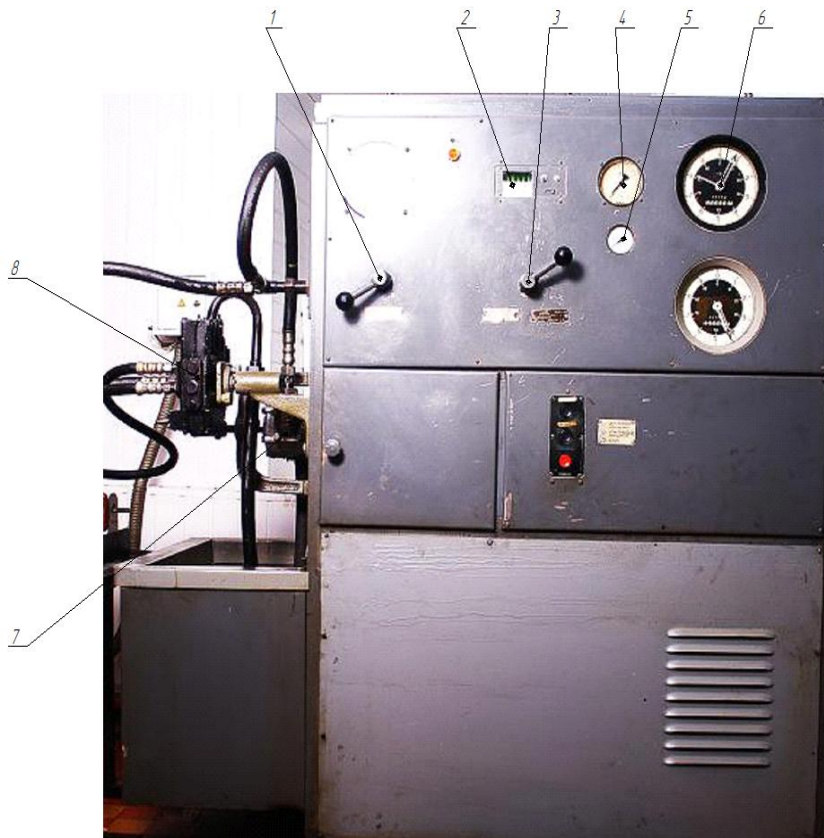


Рис. 3.1. - Стенд КИ-4815М для проведення експериментальних досліджень: 1-ручка дроселя; 2-лічильник обертів; 3- ручка включення лічильника рідини; 4-манометр магістралі очистки рідини; 5-термометр; 6-лічильники рідини; 7-гідронасос; 8- гідророзподільник.

Перевірку роботи гідророзподільника і його герметичності необхідно проводити на маслі марки А(ТУ38.101 179-79) або МГ-30У (ТУ 38.10150 -70)

при температурі 50°C. Тонкість фільтрації робочої рідини повинен бути не більше 10 мкм [1,16].

Гідравлічна схема випробування гідророзподільника представлена на (рис 3.2).

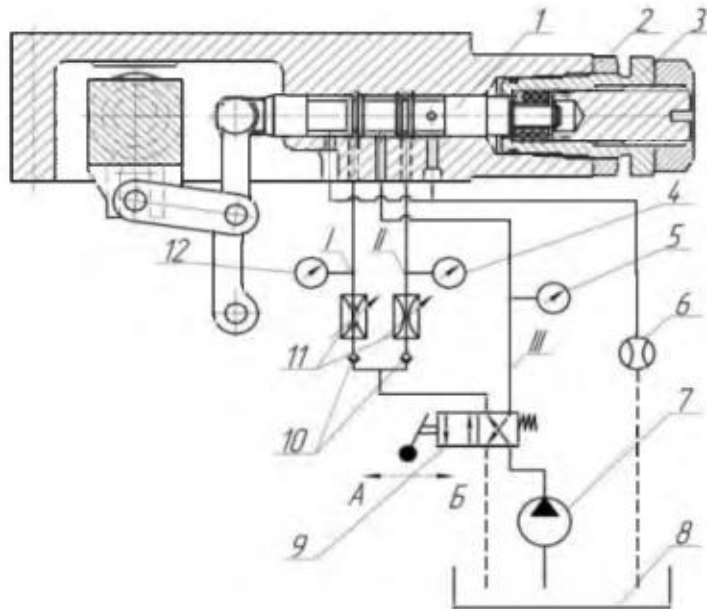


Рис. 3.2 - Гідравлічна схема підключення гідророзподільника: 1 - золотник; 2 - гайка; 3 - стакан; 4, 5, 12 - манометри; 6 - витратомір; 7 – насос шестеренний НШ-10Е; 8 - бак для робочої рідини; 9 - розподільник; 10 - зворотний клапан; 11 - дросель; I, II і III - гідролінії; А та Б - положення розподільника.

Контроль технічного стану деталей в спряженні «золотник-отвір корпуса» гідророзподільника проводився перевіркою тиску в магістралях I і II (рис.3.2), за умови, що граничне значення тиску становить  $0,69 \pm 0,034$  МПа.

Враховуючи те, що робочий тиск в магістралі керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса за технічною характеристикою знаходиться в інтервалі 0,8...1,45 МПа, а дійсний технічний стан гідророзподільника може не забезпечити даний режим, розширимо інтервал

тиску для проведення контрольних операцій до значень -  $0,5 \dots 1,5$  МПа з інтервалом  $0,2$  МПа.

Для гідророзподільників, у яких спостерігалось граничне значення тиску, додатково перевірялись витіки робочої рідини при нейтральному положенні золотника. Їх величина не повинна перевищувати  $1$  л/хв.

### 3.3 Методика визначення величини зношення основних деталей гідророзподільника

Дослідженням підлягли зовнішній діаметр пасків золотника  $\varnothing 12,7^{+0,03}_{-0,01}$  мм, внутрішній діаметр пасків колодязя корпусу  $\varnothing 12,7^{+0,04}$  мм.

У якості засобів виміру використовувалися наступні інструменти: для золотника – важільний мікрометр МРП 0-25 ДСТУ 11098-75 з точністю  $0,001$  мм, для отворів корпусу – індикаторний нутромір ІН-0-18 ДСТУ 868-82 з точністю індикаторної головки  $0,001$  мм.

Після розбирання золотника й корпусу гідророзподільника промивалися в мийній машині й просушувалися.

Потім золотники і корпус маркірувалися (I, II - рис. 3.3. і рис. 3.4.), що дозволило не знеособлювати з'єднання і більш вірогідно визначити фактичне зношення і зазор у парі.

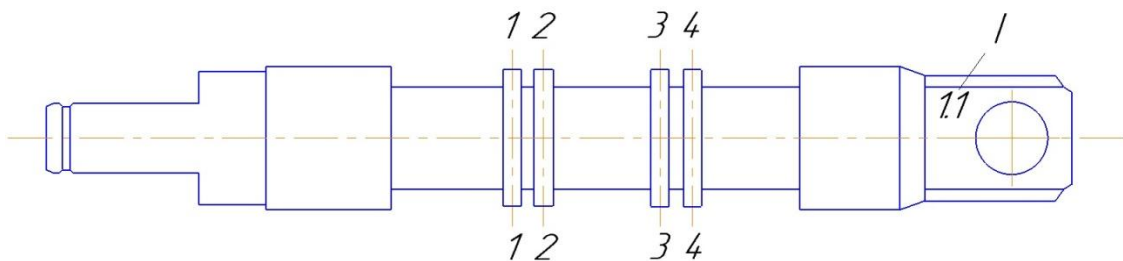


Рис. 3.3. – Золотник гідророзподільника насоса ПН-90

У золотника маркірувався торець із боку закріплення його в стакані гідророзподільника, при чому фіксувався номер гідророзподільника й номер відповідного до золотника отвору корпусу. Корпус маркірувався по верхній базовій поверхні.

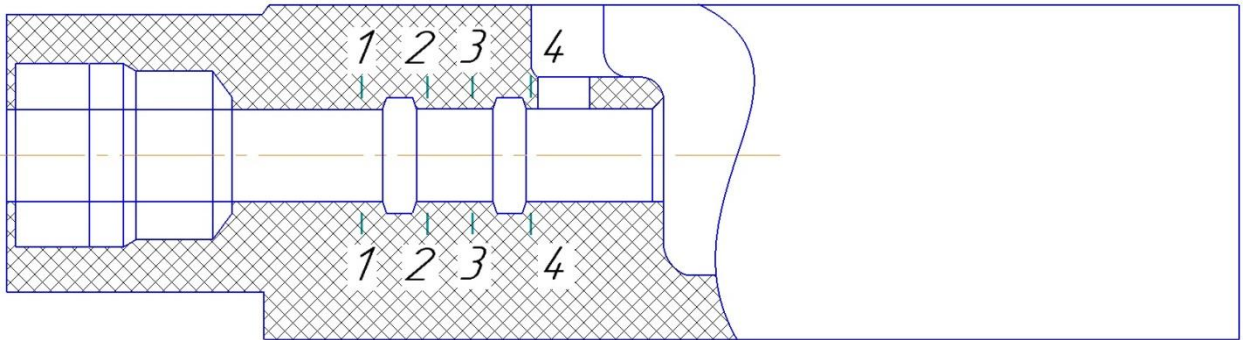


Рис. 3.4 – Корпус гідророзподільника

Вимірялися паски золотника. Кожний пасок вимірявся у двох взаємно перпендикулярних площинах, для визначення еліпсності й у двох перетинах (1-1, 2-2, 3-3, 4-4) для визначення конусності [16]. По кожному паскові здійснювалося чотири виміри. Дефекти поверхневого шару (подряпини, ризики, каверни) визначалися зовнішнім оглядом пасків.

По завершенню вимірів проводилася первинна обробка даних, підраховувалися овальність, конусність, зношування по кожному паскові золотника і корпуса, а також реальний зазор у кожному з'єднанні.

У зв'язку з відсутністю відомостей про початкові розміри пасків вивчалися умовні зношення, тобто знайдені за умови, що зношуванням по паскові з максимальним (для золотника -  $D_{z_{\max}}$ ) і мінімальним (для отвору корпуса -  $D_{z_{\min}}$ ) діаметром можна зневажити [16]:

$$U_{z_i} = D_{z_{\max}} - D_{z_i}, \quad |U_{K_i}| = D_{K_{\min}} - D_{K_i} \quad (3.1)$$

а максимальні значення зношень по кожному золотникові (отвору корпуса) вираховувалися по формулах:

$$U_{z_{\max}} = D_{z_{\max}} - D_{z_{\min}}, \quad |U_{K_{\max}}| = D_{K_{\min}} - D_{K_{\max}} \quad (3.2)$$

де  $D_{z_i}$ ,  $D_{K_i}$  - відповідно діаметри і-го паска золотника й отвору корпуса;

$D_{z_{\min}}$  - мінімальний діаметр золотника,

$D_{K_{\max}}$  - максимальний діаметр корпусу.

Реальний зазор в і-м з'єднанні  $Z_i$  (після виведення слідів зношування й виправлення геометричної форми) визначався вираженням [16]:

$$Z_i = D_{K_{\max}} - D_{z_{\min}} \quad (3.3)$$

Результати первинної обробки заносилися у відповідну карту.

Висновки по розділу.

Розроблені методики мікрометражу основних деталей та перевірки технічного стану гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса на базі стенду КИ-4815М можуть бути впроваджені на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

## 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 4.1 Результати вхідного стендового контролю работоздатності гідророзподільників

Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту (досліджувались 96 аксіально-поршневих гідронасосів виробництва «Зауер» (ФРН) та «Гідросила» Кропівницький), на якісному рівні дав можливість виявити розподіл їх несправностей, який наведено на (Рис. 4.1.)

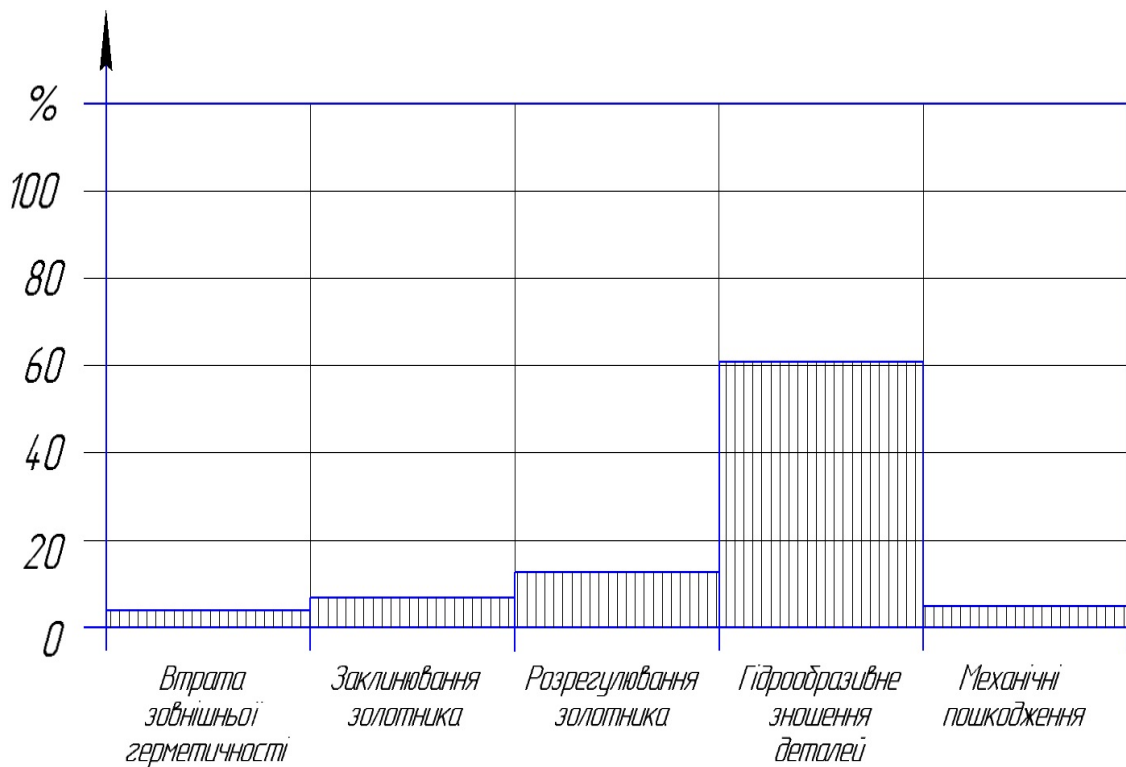


Рисунок 4.1 - Розподіл несправностей гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса.

Аналіз отриманих результатів показує, що у 71% гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу».

При наявності таких пошкоджень, як підтікання робочої рідини через вісь важеля - (4%), заклинювання золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), експлуатація машини, як правило припиняється, і причина усувається проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

Таким чином, нас будуть цікавити гідророзподільники, у яких спостерігається ресурсна зміна структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу».

Результати стендових випробувань гідророзподільників за статичним тиском робочої рідини в магістралі керування представлені на (Рис.4.2).

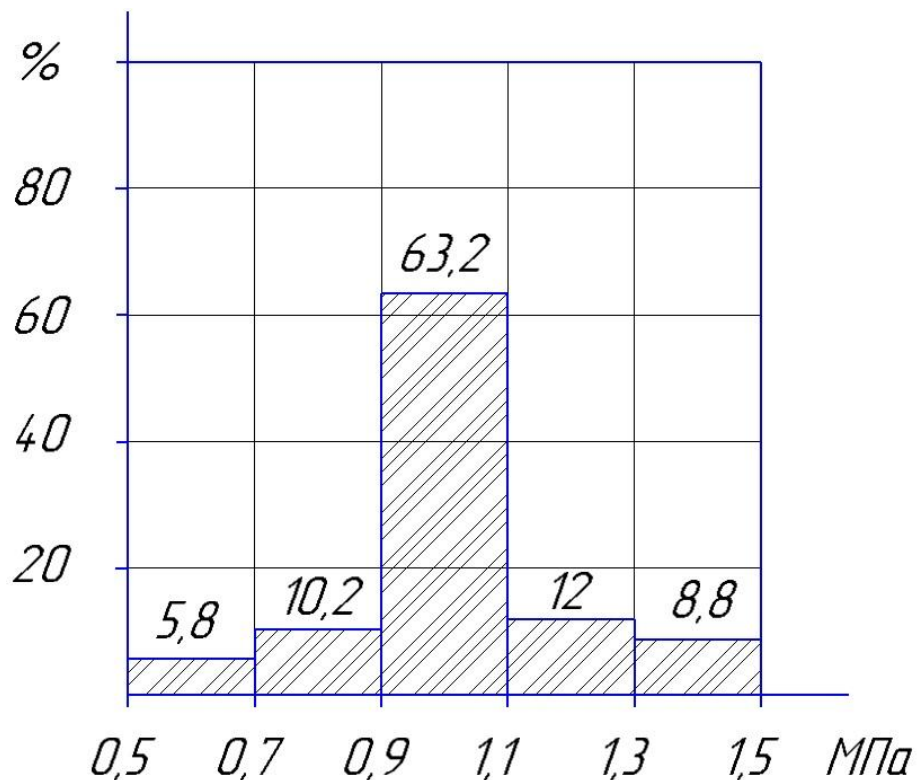


Рис.4.2 - Гістограма розподілення за робочим тиском гідророзподільників.

Детальний аналіз результатів стендових випробувань гідророзподільників, які знаходились в експлуатації і потрапили до ремонту (досліджувалось 68 гідророзподільників), показав, що розподілення величин підпорядковується нормальному закону.

Так у 4 гідророзподільників (5,8%), наблюдається тиск в інтервалі 0,5...0,7 МПа, який відповідає значенню граничного тиску. Додатковий контроль витоків робочої рідини у даних гідророзподільників вказав на значення, які перевищують 1л/хв, що остаточно підтверджує їх граничний стан.

Найбільша кількість гідророзподільників – 43 од. (63,2%) забезпечують тиск робочої рідини в інтервалі 0,9...0,11 МПа, що вказує на їх роботоздатність і наявність достатнього залишкового ресурсу для подальшої експлуатації.

Інтервалу тисків 0,7...0,9 МПа відповідають 7 гідророзподільників (10,2%), які ще не досягли значень граничного тиску, але подальша їх експлуатація не доцільна в зв'язку з малим залишковим ресурсом. Дані агрегати потребують ремонтних дій.

В цілому по результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлюватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів (16%), потребують відновлення деталей спряження «золотник-отвір корпусу».

Являється очевидним, що проведення досліджень технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідромашин, дає дійсну оцінку їх технічного стану, що дозволяє їх експлуатувати до максимального вироблення ресурсу.

Разом з тим, для більш точної оцінки технічного стану гідророзподільників, необхідно мати інформацію про динаміку зміни структурних параметрів деталей, таких як золотник і отвір корпусу. Провести дослідження для виявлення функціональної залежності між тиском робочої рідини і структурними параметрами деталей, для обґрунтування граничних та допустимих значень деталей для умов ремонтного виробництва.

Проведені дослідження дають можливість зробити наступні висновки:

1. Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту, показав, що у 71% гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка

проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу».

2. Наявність відказів, обумовлених заклинюванням золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), або значними зовнішніми витокami робочої рідини через вісь важеля - (4%), приводить до раптової відмови гідравлічної трансмісії, яка усувається проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

3. Для контролю структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу», застосується показник тиску робочої рідини в його магістралях, за умови, що граничне значення тиску становить  $0,69 \pm 0,034$  МПа.

4. Найбільша кількість гідророзподільників – 43 од. (63,2%) забезпечують тиск робочої рідини в інтервалі  $0,9...0,11$  МПа, що вказує на їх роботоздатність і наявність достатнього залишкового ресурсу для подальшої експлуатації.

5. По результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлюватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів (16%), потребують відновлення деталей спряження «розподільник-отвір корпусу».

#### 4.2 Результати контролю первинної дефектації і технічного стану гідророзподільників

Для проведення досліджень зношень і дефектів золотникових пар гідророзподільників і його деталей першочергово був проведений огляд їх технічного стану з метою виявлення характеру та виду зношення, а також мікрометраж деталей з'єднання «золотник-отвір корпусу», як ресурсолімітуючих згідно з методикою, наведеною в розділі 3.

Виявлені в процесі проведення досліджень по даним зовнішнього огляду основні види дефектів золотникової пари представлені у таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Характерні дефекти золотникової пари

| Дефекти                                       | Повторюваність |     | Спосіб усунення                                                      |
|-----------------------------------------------|----------------|-----|----------------------------------------------------------------------|
|                                               | коефіцієнт     | в % |                                                                      |
| 1. Зношування й відхилення геометричної форми | 1              | 100 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 2. Подряпини і ризки уздовж пасків            | 0,36           | 36  | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 3. Подряпини і ризки по діаметру пасків       | 0,16           | 18  | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 4. Схоплювання                                | 0,23           | 23  | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 5. Викрашування                               | 0,31           | 31  | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 6. Корозія                                    | 0,15           | 15  | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 7. Відкол крайок                              | 0,03           | 3   | Не відновлюється                                                     |

Із табл.4.1 випливає, що на гідроабразивне зношування і відхилення геометричної форми золотникової пари гідророзподільника припадає 100% дефектів, що обумовлюється експлуатацією гідророзподільників на робочих рідинах, які не відповідають технічним вимогам на експлуатацію із-за забрудненості їх сторонніми абразивними домішками. Це також підтверджується і зовнішнім видом зношення деталей.

У результаті досліджень було встановлено, що зношування поверхонь, що сполучаються, золотника і корпуса відбувається нерівномірно по довжині й утворюючій цих деталей.

Подальша обробка мікрометражних даних проводилася з використанням статистичних методів аналізу. Обчислювалися основні числові статистичні показники - математичне очікування  $m_x$ , середньоквадратичне відхилення  $\sigma_x$ , коефіцієнт варіації  $v$ . Визначені накопичена частість величини зношень по інтервалах  $n_i$ , частість  $(f/n)$  і експериментальна функція розподілу (накопичена частість)  $F(x)$ . Результати обчислень представлено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Основні статистичні параметри розподілів

| № п/п | Найменування параметра                | Інтервал значень, мкм | Математичне очікування, $m$ | Середньоквадратичне відхилення, $\sigma$ | Коефіцієнт варіації, $v$ |
|-------|---------------------------------------|-----------------------|-----------------------------|------------------------------------------|--------------------------|
| 1     | Максимальне зношування корпусу        | 6-50                  | 19,03                       | 9,80                                     | 0,514                    |
| 2     | Максимальне зношування золотника      | 4-45                  | 17,06                       | 8,09                                     | 0,474                    |
| 3     | Зазор у сполученні «золотник-корпус»  | 21-31                 | 47,79                       | 16,94                                    | 0,354                    |
| 4     | Максимальна конусність золотника      | 1-16                  | 3,90                        | 2,58                                     | 0,663                    |
| 5     | Максимальна овальність золотника      | 1-21                  | 5,81                        | 3,29                                     | 0,566                    |
| 6     | Максимальна конусність отвору корпусу | 2-38                  | 10,95                       | 8,62                                     | 0,787                    |
| 7     | Максимальна овальність отвору корпусу | 2-25                  | 8,23                        | 4,98                                     | 0,605                    |

Значення максимального, по всіх пасках, зношування золотників лежить у межах 4...45 мкм при середньому значенні 17,06 мкм. Зношування отворів корпусів перебуває в межах 6...50 мкм, при середньому значенні 19,03 мкм. Отвір корпусу зношується в 1,11 раз інтенсивніше, чим золотник. Це підтверджується рядом аналогічних досліджень, зокрема дослідженнями [18, 19].

Функція щільності розподілу зношень золотника описується законом Вейбулла і має наступний вид:

$$f_1(x) = 0,58 \cdot \left(\frac{x}{19,17}\right)^{1,23} \cdot e^{-\left(\frac{x}{19,17}\right)^{2,23}} \quad (4.1)$$

Функція щільності розподілу зношень отвору корпусу описується законом Вейбулла і має наступний вид:

$$f_2(x) = 0,42 \cdot \left(\frac{x}{21,68}\right)^{1,04} \cdot e^{-\left(\frac{x}{21,68}\right)^{2,04}}, \quad (4.2)$$

Графічно вони представлені на рис. 4.3.

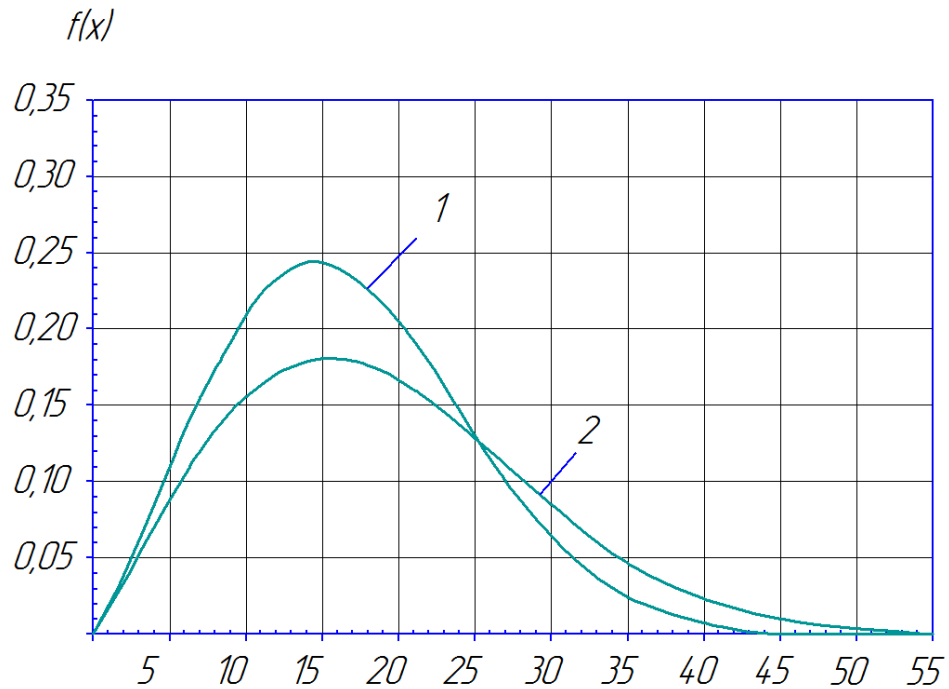


Рис. 4.3. - Розподіл максимальних зношень золотника і отвору корпусу:  
1- зношування золотника; 2 - зношування отвору корпусу

Аналіз представлених залежностей показує, що золотники й корпусу мають малі лінійні зношення. Цей висновок – являється важливим для вибору способу відновлення.

Метод перекомплектовки характеризується простотою й мінімальними витратами для ремонтно-технічного підприємства, однак ресурс гідророзподільників, відремонтованих перекомплектовкою, дуже низький, що підтверджується проведеними раніше дослідженнями ряду авторів [18, 19]. Вихід тут повинен бути в широкому впровадженні більш перспективних технологій відновлення зношених деталей, що забезпечують нанесення поверхневого шару із заданими триботехнічними властивостями.

Результати досліджень показали, що для відновлення даного з'єднання з малими лінійними зношеннями в умовах сучасного виробництва, де переважають дрібносерійний або індивідуальний ремонт, не придатна методика знеособленого ремонту. Це обумовлене малою кількістю ремонтного фонду. Відновлення таких пар тертя необхідно здійснювати виходячи із правил функціональної взаємозамінності.

#### 4.3. Результати досліджень впливу радіального зазору в спряженні «золотник – корпус» гідророзподільника на об’ємні витрати

По результатам контролю технічного стану деталей спряження «золотник – отвір корпусу» гідророзподільника в умовах експлуатації, зношення деталей в своїй більшості обумовлює параметричну відмову гідравлічної трансмісії за рахунок зростання об’ємних витрат робочої рідини, і для контролю технічного стану деталей слід взяти зазор в спряженні.

При дослідженні впливу структурного параметру (радіального зазору) на витрати робочої рідини, експеримент проводився згідно методик, проведених в розділі 3, а отримані результати представлено в табл. 4.3.

Аналіз результатів досліджень (наведених в табл. 4.3) показує, що при значенні тиску  $\Delta P = 3,5$  МПа витрати робочої рідини не значні, що обумовлюються облітерацією щілини.

Таблиця 4.1 – Результати досліджень впливу радіального зазору в спряженні «золотник – корпус» гідророзподільника

| № п/п | Радіальний зазор, $\delta$ , мм. | Перепад тиску робочої рідини, МПа | Значення витрат робочої рідини, см <sup>3</sup> /с |
|-------|----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1     | 0,01                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 4,5                                                |
| 2     | 0,02                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 6,8                                                |
| 3     | 0,03                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 7,7                                                |
| 4     | 0,04                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 22,6                                               |
| 5     | 0,05                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 36,9                                               |
| 6     | 0,06                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 59,8                                               |
| 7     | 0,07                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 112,4                                              |
| 8     | 0,08                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 143,6                                              |

Більш наявно залежність об’ємних витрат від зазору представлена на (рис. 4.4).

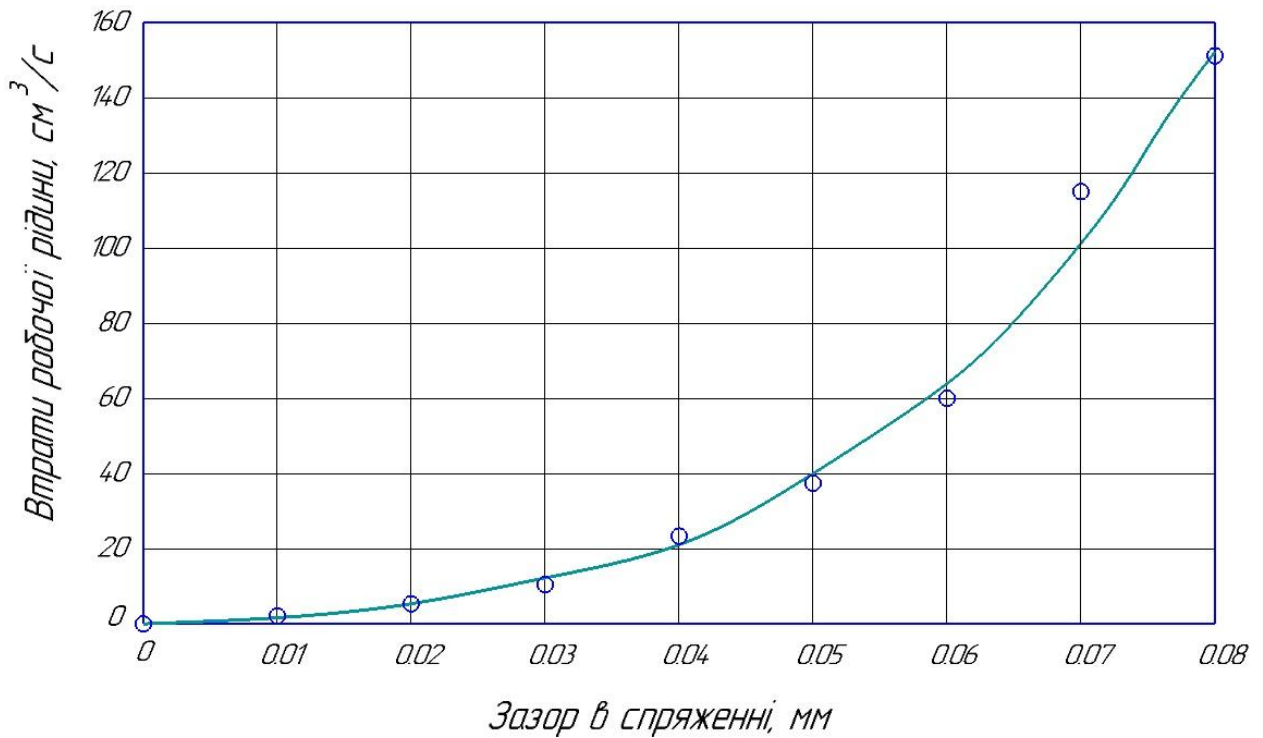


Рис. 4.4. - Залежність втрат робочої рідини в спряженні «золотник-корпус» гідророзподільника системи керування від радіального зазору.

Аналіз графічної частини показує, що різке зростання об'ємних втрат робочої рідини ( $\Delta Q = 20,6 \text{ см}^3/\text{с}$ ) набувається при зазорі  $\delta = 0,04 \text{ мм}$ , що обумовлюється зменшенням дії ефекту облітерації радіальної щілини, який чітко проявляється для мінімальних значень зазорів ( $\delta = 0,01 \dots 0,04 \text{ мм}$ ) при незначних значеннях тиску робочої рідини ( $\Delta P = 1,2 \text{ МПа}$ ). Це підтверджується також подальшим стрімким зростанням витоків робочої рідини зі зростанням значення зазору.

Разом з тим, дані величини об'ємних втрат не можуть впливати на роботоздатність трансмісії в цілому, так як граничні значення об'ємних втрат для неї становлять -  $\Delta Q = 225 \text{ см}^3/\text{с}$ .

При значеннях сумарних втрат робочої рідини, які перевищують  $Q > 225 \text{ см}^3/\text{с}$  гідропривід не в стані вийти на номінальний режим роботи, так як сервопоршня повністю втрачають здатність керувати робочим об'ємом гідронасоса із-за зменшення тиску рідини в магістралі керування робочим

об'ємом. Подальше зростання сумарних втрат робочої рідини приводить до того, що сервопоршня продовжують переміщуватися в сторону зменшення робочого об'єму.

Отже необхідно врахувати, що об'ємні втрати гідророзподільнику можуть доповнювати сумарні витоки робочої рідини, що прискорить втрату роботоздатності трансмісії.

#### 4.4 Розробка технологічного процесу відновлення золотника гідророзподільника керування робочим об'ємом насоса ПН-90

При проектуванні технологічних процесів ремонту виробу розробляють відповідну документацію: маршрутні карти (МК), карти ескізів (КЕ), операційні карти (ОК), карти технологічних процесів (КТП), карти типових технологічних процесів (КТТП) і відомості оснащення (В).

Вихідні дані для проектування технологічного процесу відновлення золотника гідророзподільника наступні:

1. Відомості про дефекти в передбачуваній програмі відновлення деталей.

Виконані в роботі мікрометражні дослідження показали, що основним дефектом золотникової пари є зношування робочих пасків золотника й отвору корпусу. Коефіцієнт повторюваності дефекту рівний 1.0.

2. Організаційна форма відновлення деталей.

При розробці технологічного процесу повинні враховуватися можливості ремонтних підприємств і їх технічне оснащення.

3. Обраний раціональний спосіб усунення дефектів по кожному маршруту.

Експериментальні дослідження показали, що найбільш оптимальним способом відновлення є електроіскрове наплавлення. Це підтверджується також методикою вибору оптимального способу відновлення й результатами експлуатаційних випробувань.

4. Схеми технологічних процесів усунення кожного дефекту.

5. План виконання всіх операцій, передбачених маршрутом.

**Проектування маршруту обробки.** При використанні справжнього технологічного процесу допускається заміна в ньому встаткування й оснащення іншими встаткуванням і оснащенням, що забезпечують задані параметри обробки й виміру елементів (поверхонь).

005. Мийна.

Промити деталі в розчині мийного засобу «Лабомид-315» або МС-15 ТУ 38-10738-73 концентрацією 20г/л., температура розчину 70-75°C.

010 Дефектувальна.

Дефектувати деталь згідно з технічними вимогами на капітальний ремонт ТК 70.0001.018-81.

Визначити найменший діаметр пасків золотника - розмір А.

Визначити остаточний діаметр отвору корпусу після хонінгування – розмір

$$B = D_{\max} + 0,3 \cdot D_{\max} - D_{\min} + 5 \text{ мкм} \quad (4.3)$$

015 Притирочна

Виводити сліди зношування й виправляти геометричну форму пасків золотника витримуючи розмір А,  $n_{\text{сп}} = 150 - 200 \text{ про/хв.}$ , питомий тиск -  $0,8 \text{ кгс/см}^2$ , число подвійних ходів притирання -  $50 \dots 60 \text{ хід/хв.}$ , вихід притирання за крайні паски золотника -  $10 \dots 15 \text{ мм}$ , рух притирання: зворотно-поступальне. Протерти паски золотника ганчіркою, зволоженої гасом.

020 Електроіскрове наплавлення.

Нанести на паски золотника шар товщиною не менш  $0,085 \text{ мм}$ . на сторону електродом зі сталі 65Г ДСТУ 18879-73  $0,5 \text{ мм}$ . Енергетичний режим установки-

5:  $J = 3,8 \text{ А}, V = 96 \text{ В}, W_{\text{II}} = 1,66 \text{ Дж}, n_{\text{эл}} = 3500 \text{ об./хв.}, n_{\text{зол}} = 11,2 \text{ об./хв.},$   
 $S_{\text{зол}} = 0,11 \text{ мм/об.}, t = 1.$

025 Обкатування роликком.

Обкатати паски золотника роликом,  $n_{\partial} = 400 - 500 \text{ об./хв}$ , питомий тиск -  $50 \text{ кгс/см}^2$ .

030 Доводочна.

Притерти золотник витримуючи розмір E (технологічний) і зазор у сполученні  $12 \pm 4 \text{ мкм}$ ,  $n_{\text{пр}} = 150 - 200 \text{ об./хв.}$ , питомий тиск -  $0,8 \text{ кгс/см}^2$ , число подвійних ходів притирання -  $50 \dots 60 \text{ хід/хв.}$ , вихід притирання за крайні паски золотника -  $20 \dots 30 \text{ мм}$ , рух притирання: зворотно-поступальний. Протерти паски золотника ганчіркою, зволоженої гасом.

035 Контрольна.

Контролювати сполучення по гідросічильності, при тиску  $P = 1,5 \text{ МПа}$ , витоку не більш  $1 \text{ л/хв}$ .

*Вибір засобів технологічного оснащення.*

Операція 005 Мийна.

*Устаткування.* Мийна машина ОМ 9313.

Операція 010 Дефектовочна.

*Устаткування.* Контрольний стіл ОРГ 1468-01-060А, лещата слюсарні ДСТУ 5698-76.

*Вимірювальний інструмент.*

Важільний мікрометр МРП 0-25 ДСТУ 11098-75 з точністю  $0,001 \text{ мм}$ ,

Операція 015 Притирочна.

*Устаткування.* Токарський верстат моделі 1А62.

*Різальний інструмент.* Притир чавунний гладкий НВ 100-200; алмазна паста АСМ 7/5 ДСТУ 9206-80 із зернистістю  $5-7 \text{ мкм}$ .

*Міряльний інструмент.* Важільний мікрометр МРП 0-25 ДСТУ 11098-75 з точністю  $0,001 \text{ мм}$ .

Операція 020 Електроіскрове наплавлення.

*Устаткування.* Токарський верстат моделі 1А62, установка «Елітрон-22Б», пристрій обробний АИИ.6.395.105.

*Пристосування.* Пристосування для кріплення пристрою обробного АИИ6.152.100.

*Вимірювальний інструмент.* Важільний мікрометр МРП 0-25 ДСТУ 11098-75 з точністю 0,001 мм.

Операція 025. Обкатування роликом.

*Устаткування.* Токарський верстат моделі 1А62.

*Пристосування.* Пристосування спеціальне для обкатування роликом.

*Міряльний інструмент.* Важільний мікрометр МРП 0-25 ДСТУ 11098-75 з точністю 0,001 мм.

Операція 030. Доводочна.

*Устаткування.* Токарський верстат моделі 1А62

*Різальний інструмент.* Притир чавунний гладкий НВ 100-200; ельборова паста ЛП МЗ-М2 ДСТУ9206-80 із зернистістю 2-3 мкм.

*Контрольний інструмент.* Важільний мікрометр МРП 0-25 ДСТУ 11098-75 з точністю 0,001 мм.

Операція 035. Контрольна.

*Устаткування.* Стенд для випробовування гідроагрегатів КИ-4815.

**Рекомендації з відновлення золотникової пари.** Основні рекомендації до технології відновлення пари зводяться до наступного:

- при відновленні гідророзподільників малими партіями представляється можливим відмовитися від складної системи ремонтних розмірів золотників і корпусів, передбаченою діючою документацією. Раціонально їх ремонт робити не знеособленим методом, тобто не розкомплектовуючи елементи;
- при виведенні слідів зношування й виправленні геометричної форми для золотників, доцільно застосовувати притирання чавунним притиранням алмазною пастою (АСМ 7/5 ДСТУ 9206-80), для отворів корпусу - чистове хонінгування;
- у якості наступної механічної обробки золотників застосовується обкатування роликом, для зняття залишкових напруг виникаючих у процесі наплавлення, і притирання чавунним притиранням з використанням ельборової паста ЛП зернистістю МЗ-М2 ДСТУ9206-80.

## Висновки по розділу.

1. Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту, показав, що у 71% гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу».

2. Наявність відказів, обумовлених заклинюванням золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), або значними зовнішніми витокami робочої рідини через вісь важеля - (4%), приводить до раптової відмови гідравлічної трансмісії, яка усувається проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

3. Для контролю структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу», застосується показник тиску робочої рідини в його магістралях, за умови, що граничне значення тиску становить  $0,69 \pm 0,034$  МПа.

4. Найбільша кількість гідророзподільників – 43 од. (63,2%) забезпечують тиск робочої рідини в інтервалі  $0,9...0,11$  МПа, що вказує на їх роботоздатність і наявність достатнього залишкового ресурсу для подальшої експлуатації.

5. По результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлюватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів (16%), потребують відновлення деталей спряження «розподільник-отвір корпусу».

6. Золотники і корпусу гідророзподільника мають малі лінійні зношення, що вказує для відновлення даного з'єднання в умовах сучасного виробництва, де переважають дрібносерійні або індивідуальні ремонти, впроваджувати методи функціональної взаємозамінності.

7. Різке зростання об'ємних втрат робочої рідини ( $\Delta Q = 20,6$  см<sup>3</sup>/с) в зазорі спряження «золотник-корпус» гідророзподільника наблюдається при

зазорі  $\delta = 0,04\text{мм}$ , що обумовлюється зменшенням дії ефекту облітерації радіальної щілини, який чітко проявляється для мінімальних значень зазорів ( $\delta = 0,01 \dots 0,04\text{мм}$ ) при незначних значеннях тиску робочої рідини ( $\Delta P = 1,2\text{МПа}$ ). Отримані величини об'ємних втрат можуть впливати на роботоздатність трансмісії в цілому, так як граничні значення об'ємних втрат для неї становлять -  $\Delta Q = 225\text{см}^3/\text{с}$ .

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Охорона праці в товаристві з обмеженою відповідальністю «ОЛДРІДЖ ГРУП»

Роль охорони праці на виробництві полягає в тому, щоб визначити найоптимальніші параметри умов праці людини, враховуючи потреби існуючого технологічного процесу, контролювати існуючі умови праці, навчати працівників вірно діяти в умовах виробництва [21].

За охорону праці на в товаристві з обмеженою відповідальністю (ТОВ) «ОЛДРІДЖ ГРУП» відповідають посадові особи – керівник підприємства, головний інженер, головний спеціаліст, керівники виробничих підрозділів. Їх обов'язки і права з охорони праці на підприємстві визначені “Положенням по організації робіт з охорони праці”.

Керуючись цим положенням, керівник підприємства повинен забезпечити створення небезпечних умов праці на робочих місцях, правил і норм з охорони праці та протипожежного захисту, впровадження передового досвіду та системи керування охороною праці.

Керівник повинен щорічно своїм наказом призначати із числа посадових лиць відповідаючих за стан і організацію роботи з охорони праці та попередженню пожег в кожному підрозділі виробництва.

До їх обов'язків входить укомплектування служби з охорони праці в відповідності за типовим штатом, безпосереднє керування цією службою, затвердження планів її роботи.

Крім того, керівник підприємства повинен регулярно перевіряти стан охорони праці на виробничих дільницях і об'єктах та забезпечувати проведення паспортизації їх санітарно-технічного стану.

Керівники виробничих дільниць безпосередньо приймають участь в розробленні і виконанні заходів по покращенню умов і безпеки праці, безаварійному застосуванню транспорту, проведення паспортизації санітарно-технічного стану дільниць, відділень, цехів та ін.

## 5.2 Аналіз умов праці та пожежної безпеки в ремонтній майстерні ТОВ «ОЛДРІДЖ ГРУП»

В даній дипломній роботі розглядаються питання з удосконалення технології ремонту аксіально-поршневих гідромашин за рахунок обґрунтування структурних параметрів технічного стану деталей, які в першу чергу обумовлюють втрату роботоздатності об'ємних гідромашин. Основний об'єм робіт з дослідження функціональних залежностей між об'ємними втратами рідини і зазором в розподільчастих вузлах гідромашин проводиться в майстерні загального призначення (ТОВ) «ОЛДРІДЖ ГРУП», безпосередньо на спеціалізованій дільниці з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

Спеціалізована дільниця з технічного сервісу гідравлічних агрегатів розміщується в зоні поточного ремонту майстерні. Для проведення основних операцій, які передбачені програмою досліджень, на дільниці встановлено основне обладнання, яке застосовується для проведення очисних операцій, розбирально-складальних, обкатувально-випробувальних. Обладнання на дільниці розміщується з дотриманням технічних вимог в відповідності до ДБН В.2.2-28:2010 [22].

Майстерня оснащена утепленими воротами, а також загальною припливно-витяжною вентиляцією, що забезпечує необхідний температурний режим в виробничому підрозділі, та чистоту повітря в відповідності до загальних санітарно-гігієнічних вимог згідно ДБН В.2.5-67:2013 [23].

В зв'язку з тим, що аксіально-поршневі гідромашини що досліджуються, мають вагу в інтервалі 35...75 кг., то умови роботи на дільниці можна віднести до III категорії згідно ДСН 3.3.6.042-99 [24]. До категорії III належать роботи, пов'язані з постійним переміщенням, перенесенням значних (понад 10 кг) вантажів, які потребують великих фізичних зусиль. Наприклад, установка аксіально-поршневого гідронасоса на стенд для обкатки та випробування.

У зв'язку зі специфікою виробничої діяльності дільниці з технічного сервісу гідравлічних агрегатів, на ній мають місце небезпечні виробничі та шкідливі фактори.

При виконанні робіт в відділенні з технічного сервісу агрегатів трансмісії мають місце фізичні та хімічні небезпечні виробничі фактори.

В відповідності до ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 [25] до фізичних небезпечних факторів на дільниці відносяться: падіння аксіально-поршневих гідромашин зі спеціальних підставок; відсутність або не ефективний захист рухомих частин основного обладнання; осколки металу або деталі, які відлітають при проведенні пресових операцій; гострі кромки деталей, вузлів, агрегатів, інструмента і пристосування; та ін.

До шкідливих виробничих факторів відносяться: наявність у повітрі парів гасу, бензину, миючих розчинів; шуми та вібрації від роботи верстатів, механізованих стендів, та інструменту, працюючих агрегатів, що знаходяться на випробуванні [25].

Гранично допустима концентрація токсичних речовин, а також клас небезпеки речовин для дільниці з технічного сервісу гідроагрегатів не перевищує норми в відповідності відповідно з ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 [25] і ГОСТ 12.1.005-88 [26].

Джерелами шуму та вібрацій на дільниці є: механізовані стенди для обкатки та випробування аксіально-поршневих гідромашин. Рівень звукового тиску на дільниці не перевищує 80 дБА, що відповідає вимогам ДСН-3.3.6.037-99[27].

Виробничий процес на дільниці за вибуховою, вибухово-пожежною та пожежною небезпекою, згідно НАПБ Б.03.002-2007 [28] відноситься до категорії «В - Пожежнонебезпечна», так як в приміщенні знаходяться легкозаймаючі, горючі і важкогорючі речовини і матеріали, питома пожежна навантаження кожного з яких перевищує  $180 \text{ МДж/м}^2$  на окремих дільницях площею не менше  $10 \text{ м}^2$ .

Пожежі на дільниці можуть виникнути в результаті: спалаху паливно-мастильних матеріалів при попаданні на них іскр електричного механічного

походження, дія тепла від нагрітих предметів, під впливом відкритого вогню (клас пожежі - В); спалаху електроустаткування при перевантаженнях, перегрівих і коротких замиканнях (клас пожежі - Е); самозаймання промасленого дрантя (клас пожежі - А).

### 5.3 Заходи поліпшення умов праці

Для покращення умов праці робочих і запобіганню травматизму на робочих місцях спеціалізованої дільниці пропоную: забезпечити місцевою витяжною вентиляцією робочі місця з миття агрегатів і деталей та їх обкатки та випробовування; установити консольно-поворотний кран на робоче місце з розбирання та складання аксіально-поршневих гідромашин, а також на робоче місце з їх обкатки та випробовування; забезпечити зберігання ремонтного фонду на спеціальних піддонах; виконати технологічне планування робочих місць в відповідності до вимог з їх організації; забезпечити зберігання паливно-мастильних матеріалів та технічних рідин в спеціальній тарі для зменшення викидів шкідливих парів; передбачити повне заземлення користувачів електроенергії; установити віброізоляційні амортизатори на обладнання, яке в процесі роботи являється підвищеним джерелом рівня вібрації і шуму; забезпечити робоче місце з розбирання та складання агрегатів достатньою кількістю контейнерів, спеціальних підставок для складання вузлів та деталей; установити на робоче місце дефектувальника місцевого освітлення.

Для спеціалізованих підрозділів де проводяться дослідження технічного стану гідравлічних агрегатів висуваються особливі вимоги до вентиляції та освітлення. Такий стан справи обумовлюється значною кількістю парів масла в результаті проведення випробувальних робіт та необхідністю проведення контрольних операцій по виявленню технічного стану деталей.

В зв'язку з цим проведено перевірочні розрахунки вентиляції та освітлення.

Визначимо величину повітрообміну для загально обмінної вентиляції за формулою [1]:

$$W_{\Pi} = V \cdot \kappa, \quad (6.1)$$

де  $W_{\Pi}$  – повітрообмін для загальнообмінної вентиляції,  $m^3/год.$ ;

$V$  – об'єм приміщення  $m^3$ , ( $V = 600m^3$ );

$\kappa$  – кратність повітрообміну ( $\kappa = 2..3$ ).

Тоді

$$W_{\Pi} = 600 \cdot 2 = 1200m^3 / год.$$

Величина повітрообміну для місцевих витяжних вентиляційних установок розраховується за виразом [1]:

$$W_3 = V_3 \cdot F \cdot 3600, \quad (6.2)$$

де  $W_3$  – повітрообмін для місцевої вентиляції типу «Зонт»  $m^3/г.$ ;

$V_3$  – середня швидкість в приймальній частині «Зонта»  $m/с$ , ( $V_3 = 0,15..0,25$ );

$F$  – площа приймальної частини «Зонта».

А повітрообмін для місцевої вентиляції:

$$W_3 = 0,2 \cdot 2,15 \cdot 3600 = 1548m^3/год.$$

Визначимо потужність електродвигуна для приводу вентилятора за формулою [1]:

$$N_e = 1,2..1,5 \cdot \frac{W_3 \cdot H_n}{3600 \cdot 10^2 \cdot \zeta_B \cdot \zeta_H}, \quad (6.3)$$

де  $H_n$  – тиск повітряного потоку,  $H/m^2$ , ( $H_n = 68H/m^2$ );

$\zeta_B$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора,  $\zeta_B = 0,55$ ;

$\zeta_H$  – коефіцієнт корисної дії передач,  $\zeta_H = 0,4$ ;

1,2..1,5 - коефіцієнт, враховуючий втрати напору повітряного потоку.

Тоді

$$N_e = \frac{1548 \cdot 68}{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,4 \cdot 102} \approx 1,3 \text{ кВт}$$

Таким чином для місцевих витяжних установок типу «Зонт» застосуємо електродвигун потужністю 1,3 кВт.

Загальна кількість світильників для ділянки розраховується за виразом [1]:

$$N = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot \kappa_3}{\Phi \cdot \zeta}, \quad (6.4)$$

де  $E_H$  – нормативна освітленість, лк. ( $E_H = 200..500 \text{ лк}$ );

$\Phi$  – світловий потік одного світильника, Лм. ( $\Phi = 20000 \text{ Лм}$ );

$S$  – площа приміщення,  $\text{м}^2$  ( $S = 145 \text{ м}^2$ );

$z$  – коефіцієнт, що враховує відношення середньої освітленості до мінімального, ( $z = 1,1..1,15$ );

$\zeta$  – коефіцієнт використання світлового потоку, ( $\zeta = 0,5$ );

$\kappa_3$  – коефіцієнт запасу, що враховує забруднення повітря, ( $\kappa_3 = 1$ ).

Тоді

$$N = \frac{500 \cdot 145 \cdot 1,1 \cdot 1}{20000 \cdot 0,5} = 7,9 \approx 8 \text{ од.}$$

Приймаємо вісім світильників ПУ-200 для відділення з технічного сервісу гідроагрегатів агрегатів, загальна потужність яких становить 4000 Вт.

#### 5.4. Вимоги з охорони праці при проведенні ремонту гідравлічних агрегатів трансмісій

В процесі ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин найбільш трудомісткими являються роботи пов'язані безпосередньо з ремонтом та відновленням вузлів та деталей, які являються складовими аксіально-поршневих гідромашин. В зв'язку з цим на слюсаря-ремонтника припадає значне навантаження в процесі виконання робіт, що обумовлює необхідність розгляду заходів з охорони праці при виконанні робіт даного виду.

**Загальні положення.** Слюсар-ремонтник (далі слюсар) інструктується перед початком роботи (первинний інструктаж), а потім через кожні 6 місяців (повторний інструктаж). Результати інструктажу заносяться в «Журнал реєстрації інструктажів з питань охорони праці», в журналі після проходження інструктажу повинен бути підпис особи, яка інструктує та слюсаря.

За невиконання даної інструкції слюсар несе дисциплінарну, матеріальну, адміністративну та кримінальну відповідальність.

Слюсар повинен: виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку; бути уважним до сигналів рухомого транспорту; не захаращувати робоче місце; не виконувати вказівки, які суперечать правилам охорони праці; вміти подавати першу медичну допомогу потерпілим від нещасних випадків; вміти користуватись первинними засобами пожежогасіння; пам'ятати про особисту відповідальність за виконання правил охорони праці та безпеку товаришів по роботі.

До основних небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які можуть діяти на слюсаря слід віднести: рухомі машини, механізми, незахищені рухомі частини виробничого устаткування; пересувні вироби; недостатня освітленість робочої зони; шкідливі компоненти в складі застосовуваних матеріалів, які діють на працюючого через шкірний покрив,

дихальні шляхи, шлункову систему та слизові оболонки органів зору та дихання; несправність інструмента, обладнання, пристосувань; та інші.

**Перед початком роботи.** Слюсар має отримати завдання від керівника. Згодом привести до ладу спецодяг, застібнути або обв'язати рукава, заправити одяг таким чином, щоб кінці його не розвіювались.

Потім треба уважно оглянути робоче місце, прибрати все, що заважає роботі. Впевнитись у тому, що робоче місце достатньо освітлене, а світло не засліплюватиме очі.

Робочий інструмент треба розташовувати в зручному та безпечному для користування порядку. Перед початком робіт електропнемо-інструментом та на верстатах необхідно пройти інструктаж по безпечній роботі з ними.

**Під час виконання роботи.** Треба чітко дотримуватися технологічної карти на ту чи іншу операцію.

При роботі з пневматичним інструментом необхідно: працювати тільки справним інструментом; працювати тільки в захисних окулярах; користуватись тільки абразивними кругами, одержаними в інструментальній коморі та спеціально призначеними для пневмомашинки.

При роботі на свердлильному верстаті необхідно: упорядкувати робочий одяг, надіти головний убір, який щільно облягає голову, і підібрати під нього волосся; перевірити наявність огороження рухомих частин верстата і справність електропускового пристрою. Забороняється: працювати в рукавицях або з пов'язкою на пальцях рук; тримати деталь в руках і свердлити при перекосі закріпленої деталі; міняти свердло на ходу верстата; вимірювати деталь.

При роботі з електроінструментом необхідно: користуватись діелектричними рукавицями та калошами; стежити за справністю ізоляції та електроінструменту, надійністю кріплення заземлюючого дроту і штепсельної вилки з заземлюючим контактом; при перервах у роботі виключати інструмент. На розбирально-складальних роботах застосовувати

справні знімачі, гайковерти і ключі. Відкручувати гайки за допомогою зубила і молотка забороняється.

Розбирання і складання агрегатів виконувати тільки на спеціальних стендах, оснащених пристроями для закріплення.

**Після закінчення роботи.** Потрібно прибрати робоче місце, інструмент і пристрої протерти і поскладати їх у відведене для них місце.

Якщо агрегат, що ремонтується, залишається на спеціальних підставках, перевірити надійність їх встановлення.

Зняти спецодяг, вимити руки і обличчя теплою водою з милом (при можливості прийняти душ). Забороняється мити руки в мастилі, бензині, гасі і витирати ганчір'ям, тирсою, стружкою. Повідомити керівника про всі недоліки, які були в процесі роботи.

## 5.5 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях при виконанні робіт слюсарем ремонтником

Причини, які можуть викликати аварійну ситуацію: ураження електричним струмом, падіння з висоти вивішених агрегатів, вихід з ладу інструмента, устаткування пристроїв, відліт осколків металу, наявність шкідливих речовин в робочій зоні та інше.

Якщо склалась ситуація, що може призвести до аварії або нещасного випадку, слід негайно припинити роботу, відключити електроенергію, джерело живлення пневмо-інструменту. Огородити небезпечну зону. Не допускати в неї сторонніх осіб. Повідомити про те, що сталося, керівника робіт.

Якщо є потерпілі, надавати їм першу медичну допомогу. При необхідності викликати «швидку медичну допомогу».

*Надання першої допомоги при ураженні електричним струмом.* При ураженні електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення - відтягнути його від

струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал. При відсутності у потерпілого дихання і пульсу необхідно робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці. Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно негайно приступити до оживлення потерпілого і викликати швидку медичку допомогу.

*Для надання першої допомоги при пораненні* необхідно розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану і зав'язати її бинтом. Якщо індивідуального пакету якимсь чином не буде, то для перев'язки необхідно використати чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку тощо. На те місце ганчірки, що приходить безпосередньо на рану, бажано накапати декілька капель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після цього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

*При переломах і вивихах кінцівок* необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластинкою, палицею, картоном або іншим подібним предметом. Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати до тулуба. При передбачуваному переломі черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) необхідно прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку. При підозрінні перелому хребта необхідно потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався з метою уникнення ушкодження спинного мозку. При переломі ребер, ознакою якого є біль при диханні, кашлю, чханні, рухах, необхідно туго забинтувати груди чи стягнути їх рушником під час видиху.

*У разі виникнення пожежі* викликати пожежну частину та приступити до гасіння її наявними засобами пожежогасіння. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації небезпеки.

Висновки по розділу.

1. Для покращення умов праці на робочих місцях в першу чергу необхідно забезпечити їх основним та допоміжним обладнанням, а також нормативно-технічною документацією для виконання основних робіт, що значно зменшить появу травматизму на робочих місцях.

2. Розроблення вимог з охорони праці при проведенні ремонту гідравлічних агрегатів трансмісій дає можливість зменшити вплив шкідливих та небезпечних факторів на слюсаря в процесі його виробничої діяльності.

## 6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розрахунок техніко-економічних показників проведених досліджень та методів інженерних розрахунків необхідно проводити не тільки з врахуванням економічного ефекту від впровадження нового обладнання або технології але і враховувати результати досліджень з обґрунтування структурних параметрів технічного стану деталей та їх нормування, що дає можливість визначити дійсний роботоздатний стан агрегату або деталі, уникнути необґрунтованих вибракувань об'єктів ремонту.

Економічна оцінка проектних рішень розраховується з врахуванням показників надійності гідророзподільників керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса ПН-90, на основі яких визначається технічний їх дійсний технічний стан і удосконалюється технологія та організація виробничого процесу з їх ремонту.

За результатами проведених досліджень рекомендується провести технологічне перепланування спеціалізованого відділення з ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій. До існуючого обладнання додано нове, що обумовило зміни в загальному технологічному процесі проведення ремонтних робіт.

Техніко-економічну оцінку виконаних дій будемо визначати з врахуванням того, що в процесі технічного переозброєння будівельні роботи не велись, а капітальні вкладення визначаються вартістю придбаного обладнання.

Розрахуємо поточні витрати на ремонт, які складаються із заробітної плати з нарахуваннями, витрат на амортизацію приміщення та обладнання, витрат на запасні частини, вузли і ремонтні матеріали, електроенергію, паливо та інше.

Для впровадження запропонованих заходів необхідно придбати основне обладнання, перелік якого наводиться в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 - Марка та вартість додаткового основного обладнання

| № п/п | Найменування обладнання                               | Тип, марка  | К-ть | Вартість, грн. |
|-------|-------------------------------------------------------|-------------|------|----------------|
| 1     | Модуль-приставка для контролю гідророзподільника      | Власн. Виг  | 1    | 55 000         |
| 2     | Оснастка технологічна                                 |             | 1    | 20 000         |
| 3     | Стенд для розбирання та складання гідророзподільників | Власн. Виг. | 1    | 75 000         |
| -     | Всього                                                | -           | 3    | 150000         |

Вихідні данні для обґрунтування економічної ефективності роботи наведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2. - Вихідні данні для розрахунку проекту

| Показники                                                | Значення показників |          |
|----------------------------------------------------------|---------------------|----------|
|                                                          | базові              | проектні |
| Річна програма ремонту, шт.                              | 1000                | 1800     |
| Кількість слюсарів ремонтників, осіб                     | 1                   | 2        |
| Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.          | 6500                | 6500     |
| Вартість діючого обладнання для проведення ремонту, грн. | 150000              | -        |
| Вартість придбаного обладнання, грн.                     | -                   | 150000   |
| Річні витрати електроенергії, кВт/год                    | 20000               | 29000    |
| Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.                     | 1,96                | 1,96     |
| Вартість од. ремонту, грн.                               | 370                 | 370      |

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники:

1. Вартість проведених ремонтів.

Вартість проведених ремонтів розраховується з врахуванням річної програми ремонту та вартості ремонту одного насосу за виразом:

$$B_p = \eta \cdot B_{OP}, \quad (6.1)$$

Де  $\eta^B, \eta^P$  - відповідно базова і проектна річна програма ремонту

( $\eta^B = 1000 \text{ од.}$ ,  $\eta^P = 1800 \text{ од.}$ );

$B_{OP}$  - вартість ремонту одного гідророзподільника, грн. ( $B_{OP} = 370 \text{ грн.}$ ).

$$B_{IP}^B = 1000 \cdot 370 = 370000 \text{ грн.},$$

$$B_{IP}^П = 1800 \cdot 370 = 660000 \text{ грн.},$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$EB = ЗП + A + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ} + IB, \quad (6.2)$$

де  $ЗП$  – заробітна плата з нарахуванням, грн.;

$A$  – амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{ЕЛ}$  – вартість електроенергії, грн.;

$B_{РЕМ}$  – витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування приміщення та обладнання, грн.;

$IB$  – інші витрати складають 5 % від загальної суми експлуатаційних витрат, грн.:

Заробітна плата основних робочих для базового і проектного варіанту з нарахуваннями визначається за виразом:

$$ЗП = ЗП_{CP} \cdot K_{IP} \cdot 12 + ЗП_{Н}, \quad (6.3)$$

Де  $ЗП_{CP}$  - середньомісячна заробітна плата робітника, грн.

( $ЗП_{CP}^B = ЗП_{CP}^П = 6500 \text{ грн.}$ );

$K_{IP}$  - кількість основних робітників, чол. (для базового варіанту

$K_{IP}^B = 1 \text{ чол.}$ , для проектного варіанту  $K_{IP}^П = 2 \text{ чол.}$ );

$ЗП_{Н}$  - нарахування на зарплату, грн. ( $ЗП_{Н} = 0,22 \cdot ЗП$ ).

$$ЗП^B = 6700 \cdot 1 \cdot 12 = 80400 \text{ грн.},$$

$$ЗП^П = 6700 \cdot 2 \cdot 12 = 160800 \text{ грн.},$$

Відповідно нарахування на зарплату визначаються:

$$ЗП_H^B = 0,22 \cdot 80400 = 17688,0 \text{ грн}$$

$$ЗП_H^П = 0,22 \cdot 160800 = 35376,0 \text{ грн}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^B = 80400 + 17688,0 = 98088,0 \text{ грн},$$

$$ЗП^П = 160800 + 35376 = 196176,0 \text{ грн}$$

Амортизаційні відрахування включають в себе витрати на амортизацію обладнання і приміщення.

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_{OB} \cdot H_A}{100}, \quad (6.4)$$

де  $B_{OB}$  – балансова вартість обладнання, грн (для базового варіанта  $B_{OB} = 150000 \text{ грн}$ , і для проектного варіанту  $B_{OB}^П = 150000 \text{ грн}$ ).

В цілому для проектного варіанту вартість обладнання складе:

$$B_{OB}^П = B_{OB}^П + B_{OB}^B = 150000 + 150000 = 300000 \text{ грн}.$$

$H_A$  - норма амортизації, % ( $H_A = 21,93\%$ ).

$$A_{OB}^B = \frac{150000 \cdot 21,93}{100} = 32895,0 \text{ грн}$$

$$A_{OB}^П = \frac{300000 \cdot 21,93}{100} = 65790,0 \text{ грн}.$$

Витрати на амортизацію приміщення визначаються за формулою:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100}, \quad (6.5)$$

де  $B_B$  – балансова вартість будівлі, грн. ( $B_B = 900000$  грн за даними фінансової звітності підприємства);

$H_B$  – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на приміщення, ( $H_B = 7,76\%$ ).

Тоді

$$A_B = \frac{900000 \cdot 7,76}{100} = 69840,0 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

$$A = A_{OB} + A_B, \quad (6.6)$$

Тоді

$$A^B = 32895 + 69840,0 = 102735 \text{ грн,}$$

$$A^II = 65790 + 69840,0 = 135630 \text{ грн,}$$

Витрати на електроенергію визначаються, виходячи із загальної потужності обладнання і часу його роботи на рік, а також потужності освітлювальних приладів, які працюють на протязі всього робочого дня за виразом:

$$B_{EL} = Q_{EL} \cdot C_{EL}, \quad (6.7)$$

Де  $Q_{EL}$  - річні витрати електроенергії,  $кВт/год.$  (для базового варіанту  $Q_{EL}^B = 20000$   $кВт/год.$ , для проектного варіанту  $Q_{EL}^{II} = 29000$   $кВт/год.$ ),

$C_{EL}$  - ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.. ( $C_{EL} = 1,96$  грн.)

$$B_{EL}^B = 20000 \cdot 1,96 = 39200 \text{ грн,}$$

$$B_{EL}^{II} = 29000 \cdot 1,96 = 56840,0 \text{ грн,}$$

Витрати ( $B_{РЕМ}$ ) на поточний ремонт (ПТ) та технічне обслуговування (ТО) складають 30 % від суми амортизаційних відрахувань і визначаються за виразом:

$$B_{рем} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (6.8)$$

Тоді

$$B_{рем}^{\delta} = \frac{102735 \cdot 30}{100} = 30820,5 \text{ грн};$$

$$B_{рем}^{np} = \frac{135636 \cdot 30}{100} = 40690,8 \text{ грн}$$

Інші витрати (ІВ) включають в себе витрати на спецодяг, інструменти, заходи з охорони праці, протипожежні заходи і складають 3 % від загальної суми експлуатаційних витрат:

$$IB = \frac{ЗП + A + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ} \cdot 5}{100}, \quad (6.9)$$

$$IB^{\delta} = \frac{98088,0 + 102735 + 39200 + 30820,5 \cdot 5}{100} = 13542,2 \text{ грн}$$

$$IB^{np} = \frac{196176 + 135636 + 56840 + 40690,8 \cdot 5}{100} = 21467,1 \text{ грн}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (7.2) складуть:

$$EB^{\delta} = 598088,0 + 102735 + 39200 + 30820,5 + 13542,2 = 284385,7 \text{ грн}$$

$$EB^{np} = 196176 + 135636 + 56840 + 40690,8 + 21467,1 = 450809,9 \text{ грн}$$

3. Повна собівартість проведених ремонтів (ПС) визначиться за виразом:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (6.10)$$

$$ПС^B = 284385,7 \cdot 1,02 = 290073,4 \text{ грн}$$

$$ПС^П = 450809,9 \cdot 1,02 = 459826,1 \text{ грн},$$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$П = B_{\text{ПР}} - ПС, \quad (6.11)$$

$$П^B = 370000 - 290073,4 = 79926,6 \text{ грн},$$

$$П^П = 660000 - 4559826,1 = 206173,9 \text{ грн},$$

5. Додатковий прибуток (ДП) визначиться за виразом:

$$ДП = П^П - П^B, \quad (6.12)$$

$$ДП = 206173,9 - 79926,6 = 126247,3 \text{ грн}$$

6. Рівень рентабельності (Р) буде дорівнювати:

$$R = \frac{П}{ПС} \cdot 100\%, \quad (6.13)$$

$$R^B = \frac{79926,6}{290073,4} \cdot 100\% = 27,6\%,$$

$$R^П = \frac{206173,9}{459826,1} \cdot 100\% = 44,8\%,$$

7. Додаткові капітальні вкладення (Б) визначаться:

$$Б = B_{\text{ПР}} - B_{\text{Д}}, \quad (6.14)$$

Де  $B_{\text{ПР}}$  - вартість обладнання придбаного і діючого, грн.,

( $B_{\text{ПР}} = 300000 \text{ грн}$ );

$B_{\text{Д}}$  - вартість діючого обладнання, грн., ( $B_{\text{Д}} = 150000 \text{ грн}$ ).

$$B = 300000 - 150000 = 150000 \text{ грн.},$$

8. Термін окупності додаткових вкладень ( $T_o$ ) буде дорівнювати:

$$T_o = \frac{B}{ДП}, \quad (6.15)$$

$$T_o = \frac{150000}{126247,3} = 1,2 \text{ роки},$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Економічна ефективність роботи

| Показники                                   | Базовий варіант | Проектний варіант |
|---------------------------------------------|-----------------|-------------------|
| Вид робіт                                   | Ремонт          | Ремонт            |
| Обсяг робіт, од.                            | 1000            | 1800              |
| Кількість основних робітників, осіб.        | 1               | 2                 |
| Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.     | -               | 150000            |
| Експлуатаційні витрати всього, грн.         | 284385,7        | 450809,9          |
| - заробітна плата з нарахуваннями, грн.     | 98088,0         | 196176,0          |
| - амортизаційні відрахування, грн.          | 102735,0        | 135636,0          |
| - вартість електроенергії, грн.             | 39200,0         | 40690,8           |
| - витрати на ПР та ТО, грн.                 | 30820,5         | 40690,8           |
| - інші витрати, грн.                        | 13542,2         | 21467,1           |
| Повна собівартість продукції, грн.          | 290073,4        | 459826,1          |
| Загальний прибуток, грн.                    | 79926,6         | 206173,9          |
| Додатковий прибуток, грн.                   | -               | 126247,3          |
| Рівень рентабельності, %                    | 27,6            | 44,8              |
| Термін окупності додаткових вкладень, років | -               | 1,2               |

Висновок. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності з впровадження технології ремонту гідророзподільників з впровадженням структурних параметрів технічного стану деталей, показують, що при запланованій програмі ремонту 1800 агрегатів на рік рівень рентабельності складе 44,8 %, загальний прибуток становить 206173,9 грн., а строк окупності додаткових матеріальних затрат 1,2 роки, що вказує на доцільність проведених досліджень.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1. Аналіз роботи золотника в корпусі гідророзподільника на забруднених мастилах, показав, що при величині зазору від 2,3 мкм і менше, при високому тиску, та при величині зазору від 1 мкм і менше, при низькому тиску в парі, сила тертя за величиною перевищує осьову силу, яка зрушує золотник і відбувається заклинювання золотника, що вказує на мінімальний зазор в даній парі, при якому зберігається її роботоздатність. Таким чином, для будь-якої золотникової пари, знаючи її геометричні параметри, можливо розрахувати мінімально допустимий зазор, при якому зберігається її роботоздатність.

2. Найменшу ремонтну технологічність ( $P_{p.m.}^{\partial} = 0,40$ ) має важіль керування, що обумовлюється конструктивними особливостями даної деталі ((зношується посадкова поверхня вала та його шліцьова поверхня, відновлення якої характеризується складністю механічних операцій).

3. На оцінку ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників основний вплив мають показники ймовірності придатності деталі та відновлення її роботоздатного стану, при цьому, останній буде впливати на показник технологічності через трудомісткість допоміжних операцій, які застосовуються при ремонті деталі і при цьому не передбачені в технологічному процесі виготовлення даної деталі.

4. Для покращення показників ремонтної технологічності деталей гідророзподільника, які лімітують його ресурс, необхідне нормування структурних параметрів технічного стану ресурсолімітуючих деталей, що дасть можливість реалізувати спосіб ремонтних розмірів для їх роботоздатності.

5. Розроблені методики мікрометражу основних деталей та перевірки технічного стану гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса на базі стенду КИ-4815М можуть бути впроваджені на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

6. Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту, показав, що у 71%

гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу».

7. Наявність відказів, обумовлених заклинюванням золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), або значними зовнішніми витокami робочої рідини через вісь важеля - (4%), приводить до раптової відмови гідравлічної трансмісії, яка усувається проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

8. Для контролю структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу», застосується показник тиску робочої рідини в його магістралях, за умови, що граничне значення тиску становить  $0,69 \pm 0,034$  МПа.

9. По результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлюватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів - (16%), потребують відновлення деталей спряження «розподільник-отвір корпусу».

10. Золотники і корпуси гідророзподільника мають малі лінійні зношення, що вказує для відновлення даного з'єднання в умовах сучасного виробництва, де переважають дрібносерійні або індивідуальні ремонти, впроваджувати методи функціональної взаємозамінності.

11. Різке зростання об'ємних втрат робочої рідини ( $\Delta Q = 20,6 \text{ см}^3/\text{с}$ ) в зазорі спряження «золотник-корпус» гідророзподільника наблюдається при зазорі  $\delta = 0,04 \text{ мм}$ , що обумовлюється зменшенням дії ефекту облітерації радіальної щілини, який чітко проявляється для мінімальних значень зазорів ( $\delta = 0,01 \dots 0,04 \text{ мм}$ ) при незначних значеннях тиску робочої рідини ( $\Delta P = 1,2 \text{ МПа}$ ). Отримані величини об'ємних втрат не можуть впливати на роботоздатність трансмісії в цілому, так як граничні значення об'ємних втрат для неї становлять -  $\Delta Q = 225 \text{ см}^3/\text{с}$ .

12. При відновленні гідророзподільників малими партіями представляється можливим відмовитися від складної системи ремонтних розмірів золотників і корпусів, передбаченою діючою документацією.

Рационально їх ремонт робити не знеособленим методом, тобто не розкомплектовуючи елементи;

13. Для покращення умов праці на робочих місцях в першу чергу необхідно забезпечити їх основним та допоміжним обладнанням, а також нормативно-технічною документацією для виконання основних робіт, що значно зменшить появу травматизму на робочих місцях.

14. Розроблення вимог з охорони праці при проведенні ремонту гідравлічних агрегатів трансмісій дає можливість зменшити вплив шкідливих та небезпечних факторів на слюсаря в процесі його виробничої діяльності.

15. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності з впровадження технології ремонту гідророзподільників з впровадженням структурних параметрів технічного стану деталей, показують, що при запланованій програмі ремонту 1800 агрегатів на рік рівень рентабельності складе 44,8 %, загальний прибуток становить 206173,9грн., а строк окупності додаткових матеріальних затрат 1,2 роки, що вказує на доцільність проведених досліджень.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ачкасов К. А. Справочник начинающего слесаря: Ремонт, регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов -2-е изд. перераб. и доп. [Текст] / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера -М.: Агропромиздат, 1987.-352 с.
2. Аксенов А. Ф.Износостойкость авиационных топливно-гидравлических агрегатов [Текст] / А. Ф. Аксенов, В. Н. Лозовский - М.: Транспорт, 1986.-240 с.
3. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. [Текст] / Т. М. Башта - М.: Машиностроение, 1972.-320 с.
4. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. [Текст] / Т. М. Башта - М.: Машиностроение, 1974.-606 с.
5. Башта Т. М. Надёжность гидравлических систем воздушных судов. [Текст] / Т. М. Башта, В. Д. Бабанская - М.: Транспорт, 1986.-279 с.
6. Башта Т. М. и др. Техническая диагностика гидравлических приводов. [Текст] / Т. М. Башта, Т. В. Алексеева, В. Д. Бабанская. - М.: Машиностроение, 1989.-264 с.
7. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработка данных. [Текст] / Г.В. Веденяпин -М.: Колос, 1973-194 с.
8. Следящие приводы [Текст] / В двух книгах. Под ред. Б.К. Чемоданова. В 2 кн. Кн. 2. – М.: Энергия, 1976. – 384 с.
9. P.A.J. Achten, Zhao Fu, G.E.M. Vael, Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer, Proc. SICFP '97, Part 3, IKP, Linköping University, 1997.
10. Denison Hydraulics. Short Form Catalogue. Publ. SPO-EN500-G2-Export Version (10/2002).
11. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование [Текст] / О. М.Бабаев, Л. Н.Игнатов, Е. С. Кисточкин [и др.]; Под общ. Ред. Е. С. Кисточкина. –Л.: Машиностроение. Ленингр.

отд-ние. –1987. –256с.

12. Оксеенко А. Я. Оптимизация параметров группы поршень-пята аксиально-поршневого насоса по энергетическим параметрам [Текст] / А. Я. Оксеенко А. И. Жерняк, З. Я. Лурье, Г. С. Левитин, Йозеф Рихтарех // Вестник машиностроения. –1993. –№7, –С.19–21.

13. Воронов С. А. Исследование изменений стыкового зазора в распределительном узле аксиально-поршневой гидромашины [Текст] / С.А. Воронов, А. Н. Густомясов, А. Ю. Рыбаков, Е. П. Тетерин // Известия ВУЗов. Машиностроение. –1987. –№10. –С.77–81.

14. Пасынков Р. М. Численное решение уравнения Рейнольдса с учетом переменной вязкости жидкости (в приложении к торцовым распределителям, уплотнениям и упорным подшипникам скольжения) [Текст] / Р.М. Пасынков, В. С. Посвянский // Вестник машиностроения. –1993. –№9. –С.17–22.

15. Пасынков Р. М. Расчет торцового распределителя аксиально-поршневого насоса с учетом переменной вязкости рабочей жидкости [Текст] / Р. М. Пасынков, М. А. Сорокин // Вестник машиностроения. –1993. –№9. –С.10-13.

16. Кириллов Ю. И. Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода [Текст] / Ю. И. Кириллов, Ф. А. Каулин, А. Н. Хмелевой. - М.: Агропромиздат, 1987-80с.

17. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт [Текст] / - М.: ГОСНИТИ, 1981 - 160 с

18. Лозовский В.Н. Схватывание в прецизионных парах трения. [Текст] / В. Н. Лозовский - М.: Наука, 1972.-83с.

19. Мясоедов Н. С. К методике исследования износа золотниковых пар распределителей Р75-ВЗ. [Текст] / Н. С Мясоедов - Труды ГОСНИТИ, том 5. М., 1964.-С.18-26.

20. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем. [Текст] /. В. Е Черкун - М.: Колос, 1984.- 253 с

21. Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении. Учебник для машиностроительных вузов. [Текст] / Е. Я. Юдин, С. В. Белов, С. К. Баланцев - М.: Машиностроение, 1983.-432 с.

22. 20. ДБН В.2.2-28:2010 Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2010 – 245 с.

23. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013 – 179 с.

24. ДСН-3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – К.: Держстандарт, 1999 – 72 с.

25. ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. – К.: МОЗ України, 2002 – 123 с.

26. ГОСТ 12.1.005-88. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 43 с.

27. ДСН-3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – К.: Держстандарт, 1999 – 72 с.

28. НАПБ Б.03.002-2007 Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною безпекою. – К.: Укр. НДПБ, 2007 – 75 с.

## ДОДАТКИ

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**Інженерно-технологічний факультет**  
Кафедра надійності і ремонту машин

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РОЗПОДІЛЬНИКІВ  
КЕРУВАННЯ РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ АКЦІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОНАСОСУ**  
демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня “Магістр”

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МГМ-2-19  
Острогляд Валерій Володимирович  
**Керівник:** к.т.н., доцент  
Мельянцов Петро Тимофійович

Дніпро 2020

1

## **Мета і задачі досліджень**

**Мета роботи:**” дослідження впливу зміни структурних параметрів технічного стану деталей гідророзподільника керування робочим об’ємом аксіально-поршневого гідронасосу на його роботоздатність.”

### **Задачі досліджень:**

1. Виявити основні причини втрати роботоздатного стану гідророзподільників керування робочим об’ємом аксіально-поршневого гідронасоса.
2. Аналітично розглянути вплив забрудненості робочої рідини на роботу золотника гідророзподільника.
3. Провести оцінку ремонтної технологічності деталей гідророзподільника.
4. Розробити методику вхідного контролю технічного стану гідророзподільника для умов сервісних підприємств.
5. Провести дослідження по виявленню взаємозв’язку між структурними та функціональними параметрами розподільника.
6. Розробити технологію відновлення золотника гідророзподільника.

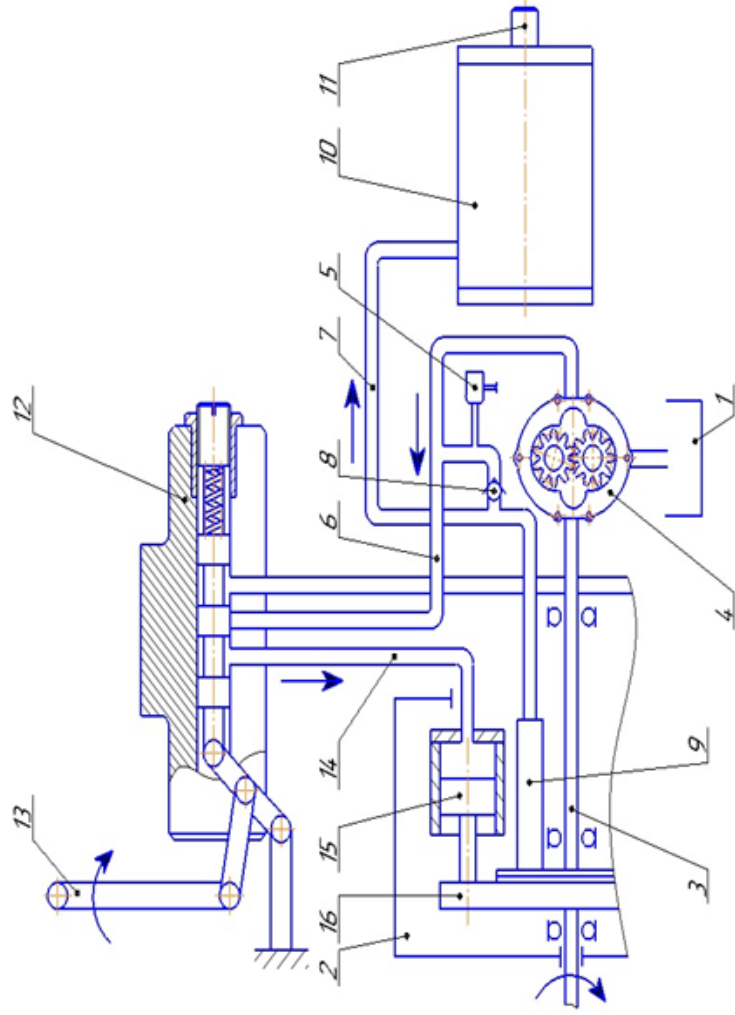
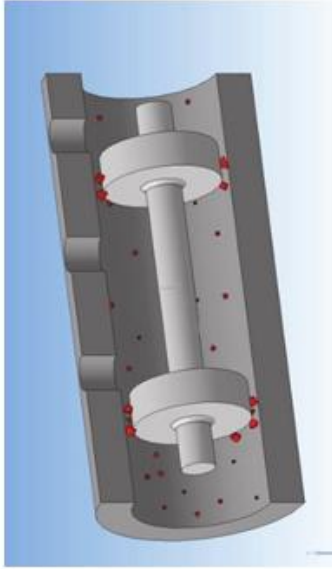
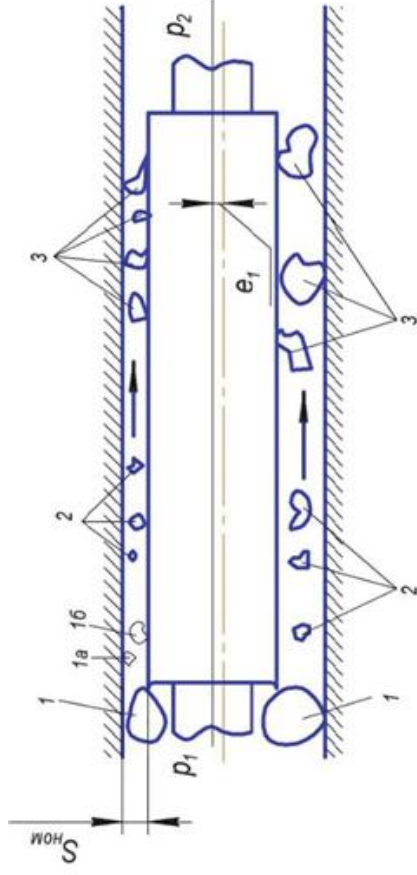


Схема системи керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасосу:

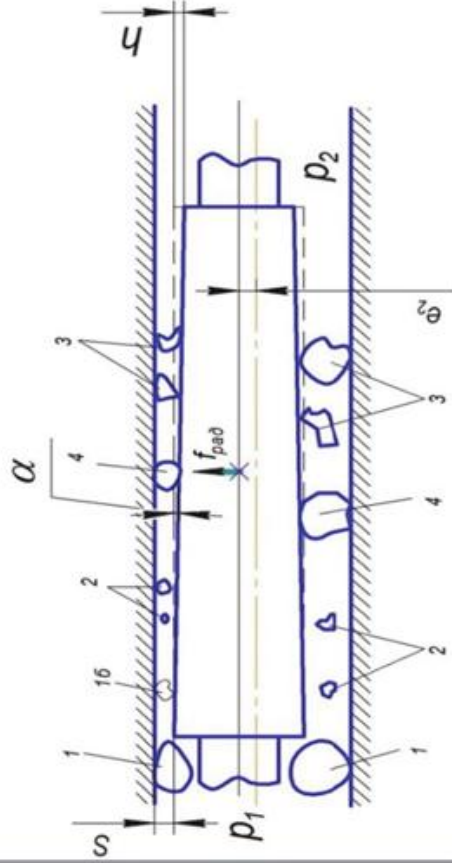
- 1 - бак гідравлічний; 2 - аксіально-поршневий гідронасос; 3 - вал приводу гідронасоса;
- 4 - насос підживлення; 5 - запобіжний клапан насоса підживлення; 6 - гідролінія керування; 7 - лінія високого тиску; 8 - зворотній клапан; 9 - плунжер качаючого вузла;
- 10 - аксіально-поршневий гідромотор; 11 - вал гідромотора; 12 - гідророзподільник;
- 13 - важіль гідророзподільника; 14 - гідро лінія сервомеханізму; 15 - сервопоршень;
- 16 - поворотна шайба (люлька).



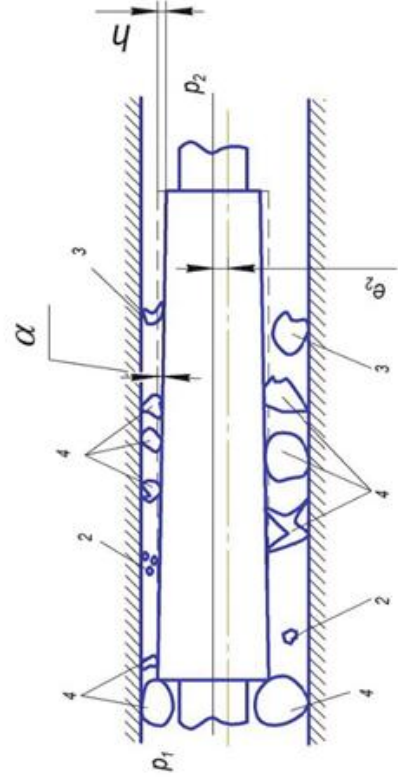
3D модель золотникової пари під дією частиць забруднення.



Перший етап розвитку заїдання в золотникової пари.



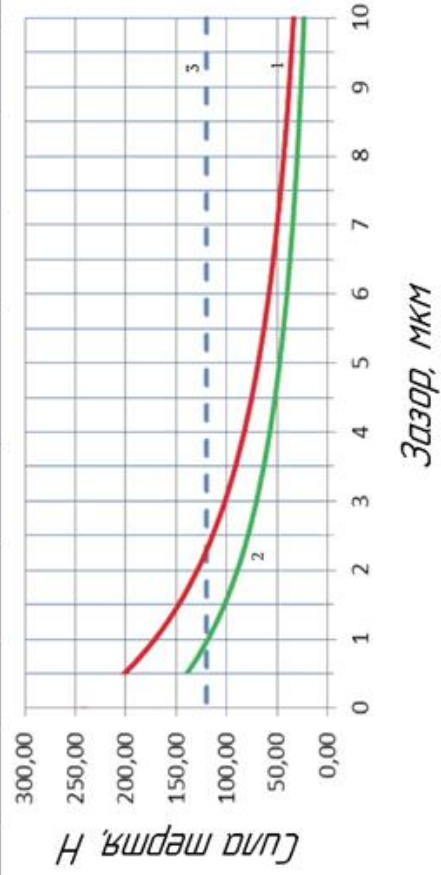
Другий етап розвитку заїдання золотникової пари



Третій етап розвитку заїдання золотникової пари

Результати розрахунку зміни сили тертя в залежності від зазору в парі

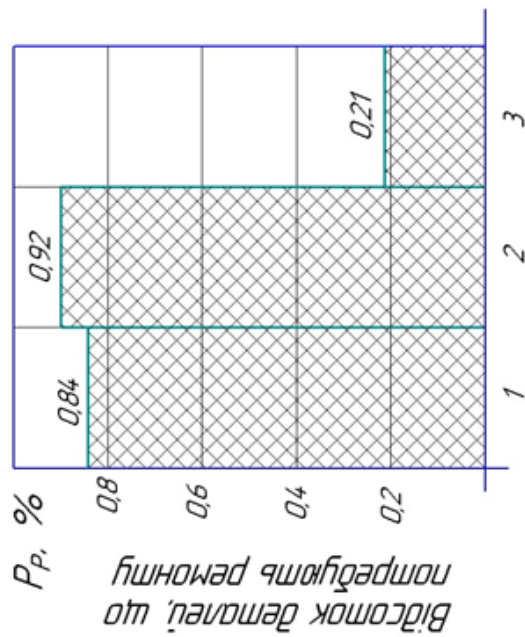
| Зазор, мкм |           |                 |           | Сила тертя, Н   |     |           |                 | Зазор, мкм |                 |     |           | Сила тертя, Н   |           |                 |  |
|------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|-----|-----------|-----------------|------------|-----------------|-----|-----------|-----------------|-----------|-----------------|--|
| $s$        | $f_{min}$ | $F_{min}^{тер}$ | $f_{max}$ | $F_{max}^{тер}$ | $s$ | $f_{min}$ | $F_{min}^{тер}$ | $f_{max}$  | $F_{max}^{тер}$ | $s$ | $f_{min}$ | $F_{min}^{тер}$ | $f_{max}$ | $F_{max}^{тер}$ |  |
| 10         | 68,63     | 23,33           | 99,13     | 33,71           | 4,5 | 152,83    | 51,96           | 220,75     | 75,05           |     |           |                 |           |                 |  |
| 9,5        | 72,86     | 24,77           | 105,24    | 35,78           | 4,0 | 168,03    | 57,13           | 242,71     | 82,52           |     |           |                 |           |                 |  |
| 9,0        | 77,50     | 26,35           | 111,94    | 38,06           | 3,5 | 185,80    | 63,17           | 268,36     | 91,25           |     |           |                 |           |                 |  |
| 8,5        | 86,211    | 28,09           | 119,32    | 40,57           | 3,0 | 206,81    | 70,31           | 298,72     | 101,57          |     |           |                 |           |                 |  |
| 8,0        | 88,27     | 30,01           | 127,49    | 43,35           | 2,5 | 231,94    | 78,86           | 335,03     | 113,91          |     |           |                 |           |                 |  |
| 7,5        | 94,55     | 32,15           | 136,57    | 46,43           | 2,3 | 243,42    | 82,76           | 351,61     | 120,55          |     |           |                 |           |                 |  |
| 7,0        | 101,55    | 34,53           | 146,69    | 49,87           | 2,0 | 262,48    | 89,24           | 379,14     | 128,91          |     |           |                 |           |                 |  |
| 6,5        | 109,40    | 37,20           | 158,03    | 53,73           | 1,5 | 300,26    | 102,99          | 433,71     | 147,46          |     |           |                 |           |                 |  |
| 6,0        | 118,25    | 40,20           | 170,80    | 58,07           | 1,0 | 348,07    | 121,34          | 502,77     | 170,94          |     |           |                 |           |                 |  |
| 5,5        | 128,27    | 43,61           | 185,28    | 62,94           | 0,5 | 410,33    | 139,51          | 592,70     | 201,52          |     |           |                 |           |                 |  |
| 5,0        | 139,70    | 47,50           | 201,78    | 68,61           | -   | -         | -               | -          | -               |     |           |                 |           |                 |  |



Залежність величини сили тертя від зазору в парі «золотник-отвір корпусу»: 1 – сила тертя при  $p = 0,8$  МПа 2 – при  $p = 1,45$  МПа 3 – максимальне зусилля для зрушення золотника.

### Ймовірності технічного стану деталей гідравлічних розподільників

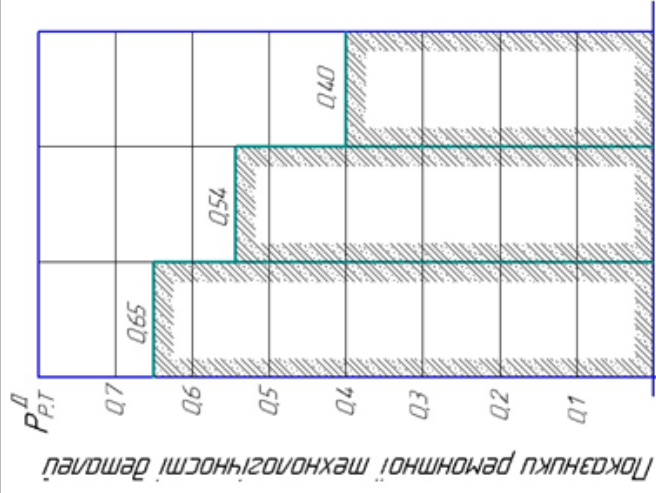
| № ш/п | Найменування деталі       | Деталь являється придатною без ремонту $P_n$ . | Деталь потребує ремонту $P_p$ . | Деталь непридатна $P_{н.п.}$ . |
|-------|---------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| 1     | Корпус гідророзподільника | 0                                              | 0,84                            | 0,16                           |
| 2     | Золотник                  | 0                                              | 0,92                            | 0,08                           |
| 5     | Важіль керування          | 0,75                                           | 0,21                            | 0,04                           |



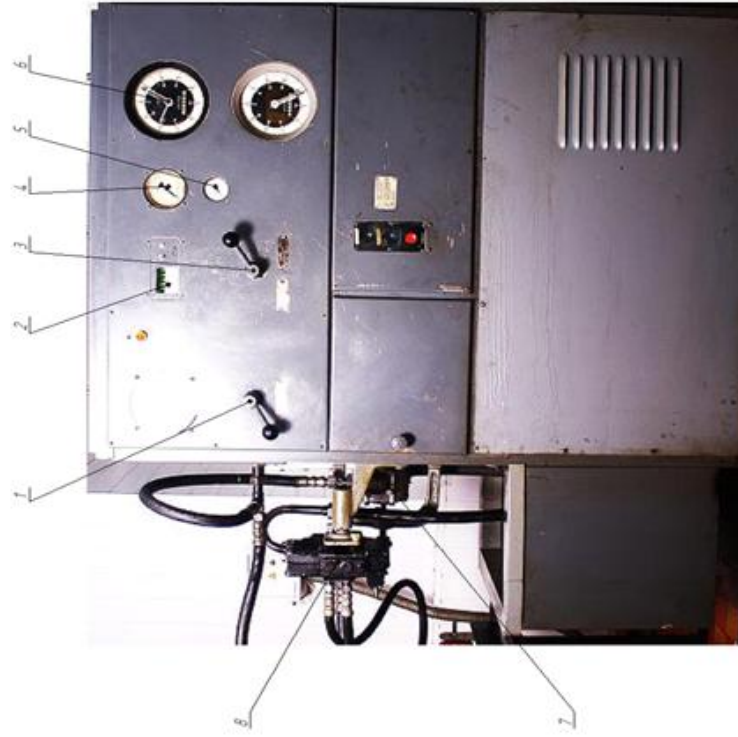
Ймовірність технічного стану ресурсолітуючих деталей, які потребують ремонту:  
 1 – корпус гідророзподільника; 2 – золотник; 3 – важіль керування.

## Результати оцінки ремонтної технологічності деталей

| Найменування деталі  | Критерії, які характеризують ремонтну технологічність |       |                                   |                                    |       |       |       |              |
|----------------------|-------------------------------------------------------|-------|-----------------------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|--------------|
|                      | $P_n$                                                 | $P_p$ | $\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_i$ | $\sum_{j=1}^z t_j^{dot} \cdot K_j$ | $K_k$ | $K_o$ | $K_e$ | $P_{p.m.}^d$ |
| Корпус розподільника | 0                                                     | 0,83  | 0,55                              | 0,175                              | 0,50  | 1,50  | 0,58  | 0,55         |
| Золотник             | 0                                                     | 0,92  | 0,48                              | 0,195                              | 0,55  | 1,45  | 0,52  | 0,54         |
| Важіль керування     | 0,75                                                  | 0,21  | 0,35                              | 0,28                               | 0,50  | 1,82  | 0,41  | 0,40         |

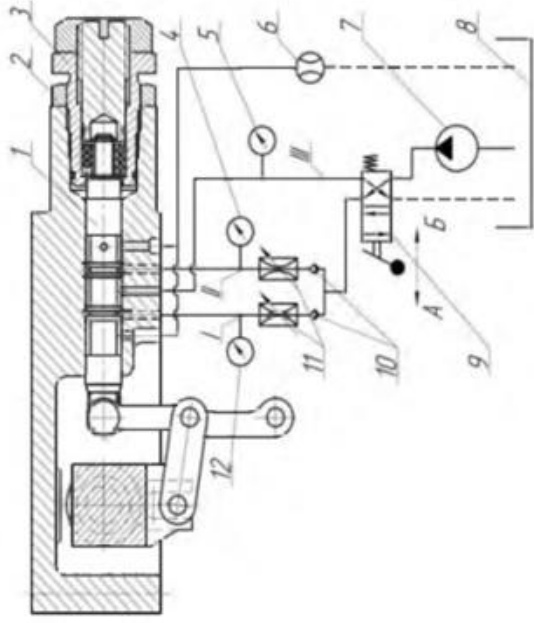


Показники оцінки ремонтної технологічності деталей гідророзподільника, які потребують ремонту: 1 – корпус гідророзподільника; 2 – золотник; 3 – важіль керування;



Стенд КИ-4815М для проведення експериментальних досліджень:

- 1-ручка дроселя;
- 2-лічильник обертів;
- 3- ручка включення лічильника рідини;
- 4-манометр магістралі очистки рідини;
- 5-термометр;
- 6-лічильники рідини;
- 7- гідронасос;
- 8- гідророзподільник.



Гідравлічна схема підключення гідророзподільника:

- 1 - золотник; 2 - гайка; 3 - стакан;
- 4, 5, 12 - манометри; 6 - витратомір;
- 7 – насос шестеренний НШ-10Е;
- 8 - бак для робочої рідини;
- 9 - розподільник;
- 10 - зворотний клапан; 11 - дросель;
- I, II і III - гідролінії; А та Б - положення розподільника.

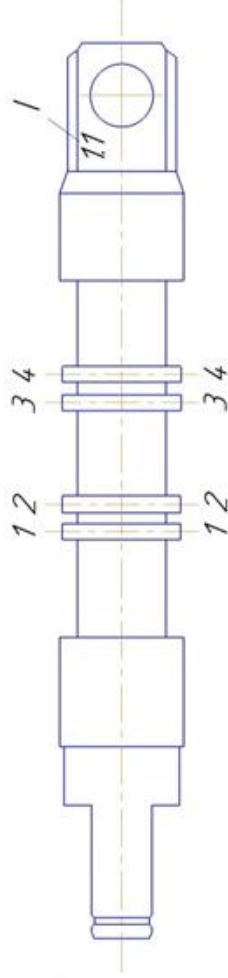


Схема виміру золотника гідророзподільника насоса ПН-90

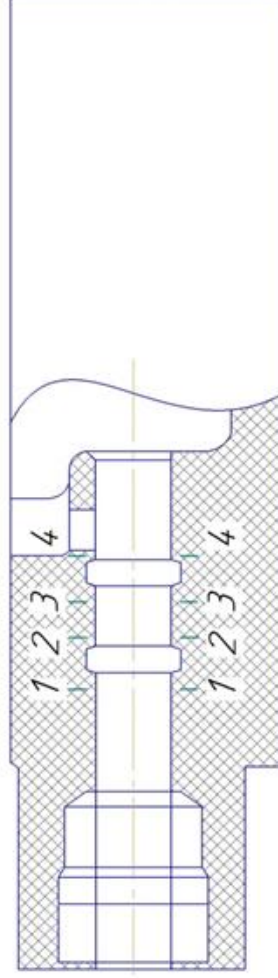
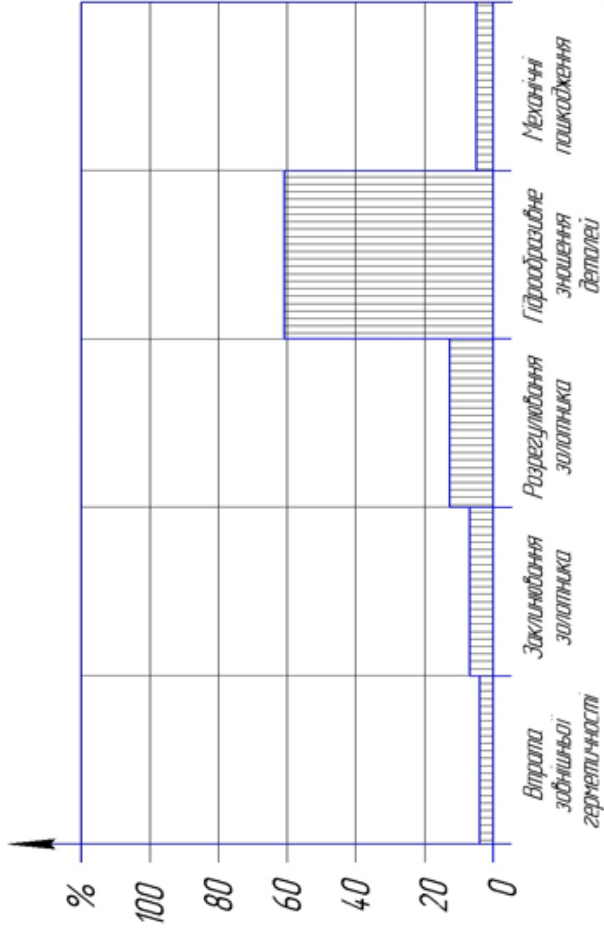
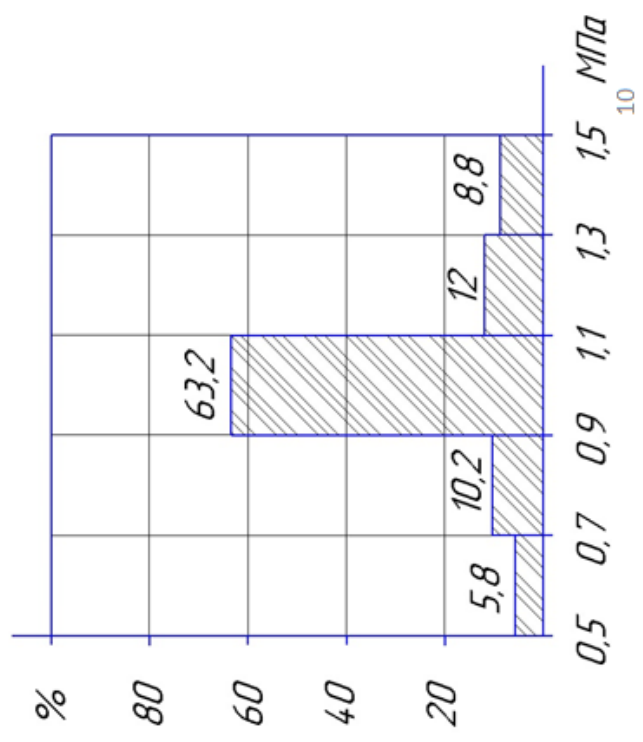


Схема виміру отвору корпусу гідророзподільника



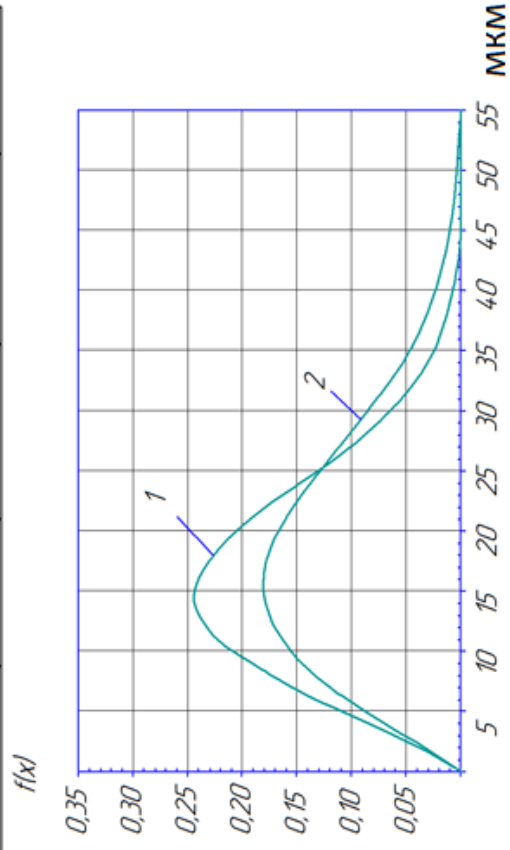
Гістограма розподілення за робочим тиском гідророзподільників.



Розподіл несправностей гідророзподільника керування робочим об'ємом акіально-поршневого гідронасоса.

## Основні статистичні параметри розподілів

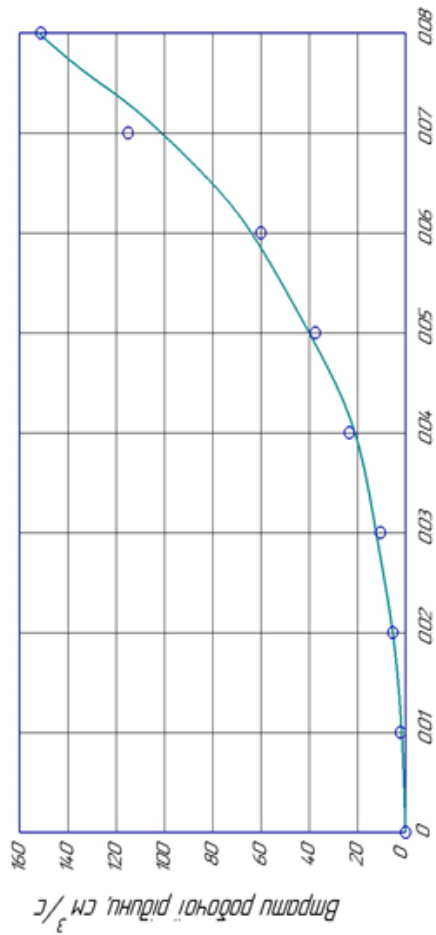
| № п/п | Найменування параметра                | Інтервал значень, мкм | Математичне очікування, $m_y$ | Середньоквадратичне відхилення, $\sigma_y$ | Коефіцієнт варіації, $v$ |
|-------|---------------------------------------|-----------------------|-------------------------------|--------------------------------------------|--------------------------|
| 1     | Максимальне зношування корпусу        | 6-50                  | 19,03                         | 9,80                                       | 0,514                    |
| 2     | Максимальне зношування золотника      | 4-45                  | 17,06                         | 8,09                                       | 0,474                    |
| 3     | Зазор у сполученні «золотник-корпус»  | 21-31                 | 47,79                         | 16,94                                      | 0,354                    |
| 4     | Максимальна конусність золотника      | 1-16                  | 3,90                          | 2,58                                       | 0,663                    |
| 5     | Максимальна овальність золотника      | 1-21                  | 5,81                          | 3,29                                       | 0,566                    |
| 6     | Максимальна конусність отвору корпусу | 2-38                  | 10,95                         | 8,62                                       | 0,787                    |
| 7     | Максимальна овальність отвору корпусу | 2-25                  | 8,23                          | 4,98                                       | 0,605                    |



Розподіл максимальних зношень золотника і отвору корпусу:  
 1- зношування золотника; 2 - зношування отвору корпусу

Результати досліджень впливу радіального зазору в спряженні «золотник – корпус» гідророзподільника

| № п/п | Радіальний зазор, $\delta$ , мм. | Перепад тиску робочої рідини, МПа | Значення витрат робочої рідини, см <sup>3</sup> /с |
|-------|----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------------------------|
| 1     | 0,01                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 4,5                                                |
| 2     | 0,02                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 6,8                                                |
| 3     | 0,03                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 7,7                                                |
| 4     | 0,04                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 22,6                                               |
| 5     | 0,05                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 36,9                                               |
| 6     | 0,06                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 59,8                                               |
| 7     | 0,07                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 112,4                                              |
| 8     | 0,08                             | $\Delta P = 1,2$ МПа              | 143,6                                              |



Залежність витрат робочої рідини в спряженні «золотник-корпус» гідророзподільника системи керування від радіального зазору.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

| Показники                                      | Базовий<br>варіант | Проектний<br>варіант |
|------------------------------------------------|--------------------|----------------------|
| Вид робіт                                      | Ремонт             | Ремонт               |
| Обсяг робіт, од.                               | 1000               | 1800                 |
| Кількість основних робітників, осіб.           | 1                  | 2                    |
| Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.        | -                  | 150000               |
| Експлуатаційні витрати всього, грн.            | 284385,7           | 450809,9             |
| - заробітна плата з нарахуваннями, грн.        | 98088,0            | 196176,0             |
| - амортизаційні відрахування, грн.             | 102735,0           | 135636,0             |
| - вартість електроенергії, грн.                | 39200,0            | 40690,8              |
| - витрати на ГР та ГО, грн.                    | 30820,5            | 40690,8              |
| - інші витрати, грн.                           | 13542,2            | 21467,1              |
| Повна собівартість продукції, грн.             | 290073,4           | 459826,1             |
| Загальний прибуток, грн.                       | 79926,6            | 206173,9             |
| Додатковий прибуток, грн.                      | -                  | 126247,3             |
| Рівень рентабельності, %                       | 27,6               | 44,8                 |
| Термін окупності додаткових вкладень,<br>років | -                  | 1,2                  |

1. Аналіз роботи золотника в корпусі гідророзподільника на забруднених мастилах, показав, що при величині зазору від 2,3 мкм і менше, при високому тиску, та при величині зазору від 1 мкм і менше, при низькому тиску в парі, сила тертя за величиною перевищує осьову силу, яка зрушує золотник і відбувається заклинювання золотника, що вказує на мінімальний зазор в даній парі, при якому зберігається її роботоздатність. Таким чином, для будь-якої золотникової пари, знаючи її геометричні параметри, можливо розрахувати мінімально допустимий зазор, при якому зберігається її роботоздатність.
2. Найменшу ремонтну технологічність ( $P_{p.m.}^{\phi} = 0,40$ ) має важіль керування, що обумовлюється конструктивними особливостями даної деталі (зношується посадкова поверхня вала та його шліцьова поверхня, відновлення якої характеризується складністю механічних операцій).
3. На оцінку ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників основний вплив мають показники ймовірності придатності деталі та відновлення її роботоздатного стану, при цьому, останній буде впливати на показник технологічності через трудомісткість допоміжних операцій, які застосовуються при ремонті деталі і при цьому не передбачені в технологічному процесі виготовлення даної деталі.
4. Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту, показав, що у 71% гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу».
5. Наявність відказів, обумовлених заклинюванням золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), або значними зовнішніми витоками робочої рідини через вісь важеля – (4%), приводить до раптової відмови гідравлічної трансмісії, яка усувається проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

6. Для контролю структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу», застосується показник тиску робочої рідини в його магістралях, за умови, що граничне значення тиску становить
7. По результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлюватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів - (16%), потребують відновлення деталей спряження «розподільник-отвір корпусу».
8. Різке зростання об'ємних втрат робочої рідини ( $\Delta Q = 20,6 \text{ см}^3/\text{с}$ ) в зазорі спряження «золотник-корпус» гідророзподільника відбувається при зазорі  $\delta = 0,04_{\text{мм}}$ , що обумовлюється зменшенням дії ефекту облітерації радіальної щілини, який чітко проявляється для мінімальних значень зазорів ( $\delta = 0,01 \dots 0,04_{\text{мм}}$ ) при незначних значеннях тиску робочої рідини ( $\Delta P = 1,2 \text{ МПа}$ ). Отримані величини об'ємних втрат не можуть впливати на роботоздатність трансмісії в цілому, так як граничні значення об'ємних втрат для неї становлять  $\Delta Q = 225 \text{ см}^3/\text{с}$ .
9. При відновленні гідророзподільників малими партіями представляється можливим відмовитися від складної системи ремонтних розмірів золотників і корпусів, передбаченою діючою документацією. Раціонально їх ремонт робити не знеособленим методом, тобто не розкомплектовуючи елементи;
10. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності з впровадження технології ремонту гідророзподільників з впровадженням структурних параметрів технічного стану деталей, показують, що при запланованій програмі ремонту 1800 агрегатів на рік рівень рентабельності складе 44,8 %, загальний прибуток становить 206173,9 грн., а строк окупності додаткових матеріальних затрат 1,2 роки, що вказує на доцільність проведених досліджень.

MONOGRAFIA  
POKONFERENCYJNA

SCIENCE,  
RESEARCH, DEVELOPMENT #34

TECHNICS AND TECHNOLOGY.

*Paris*

*30.10.2020- 31.10.2020*

U.D.C. 004+62+54+66+082

B.B.C. 94

Z 40

Zbiór artykułów naukowych recenzowanych.

(1) Z 40 Zbiór artykułów naukowych z Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej (on-line) zorganizowanej dla pracowników naukowych uczelni, jednostek naukowo-badawczych oraz badawczych z państw obszaru byłego Związku Radzieckiego oraz byłej Jugosławii.

(30.10.2020) - Warszawa, 2020.

ISBN: 978-83-66401-72-3

Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour»

Adres wydawcy i redakcji: 00-728 Warszawa, ul. S. Kierbedzia, 4 lok.103

e-mail: info@conferenc.pl

Wszelkie prawa autorskie zastrzeżone. Powielanie i kopiowanie materiałów bez zgody autora jest zakazane. Wszelkie prawa do artykułów z konferencji należą do ich autorów.

W artykułach naukowych zachowano oryginalną pisownię.

Wszystkie artykuły naukowe są recenzowane przez dwóch członków Komitetu Naukowego.

Wszelkie prawa, w tym do rozpowszechniania i powielania materiałów opublikowanych w formie elektronicznej w monografii należą Sp. z o.o. «Diamond trading tour».

W przypadku cytowań obowiązkowe jest odniesienie się do monografii.

Publikacja elektroniczna.

«Diamond trading tour» ©      Warszawa 2020

ISBN: 978-83-66401-72-3

## SPIS/СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                   |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>СУТНІСТЬ І ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРНИХ СКЛАДОВИХ РЕГІОНАЛЬНОГО МЕДІАКОМПЛЕКСУ</b>                                  |    |
| Шеломовська О. М.....                                                                                             | 5  |
| <b>PARALLEL PROGRAMMING IN GOLANG</b>                                                                             |    |
| Hulliev N. B., Teslenko D. M.....                                                                                 | 8  |
| <b>ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНІЧНІ ЗАХОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ СЕРВІСНИХ ПІДПРИЄМСТВ</b>      |    |
| Дворецкий В.А., Толстенко О.В.....                                                                                | 11 |
| <b>СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ</b>              |    |
| Ляшенко Д.О., Сергієнко А.В., .....                                                                               | 18 |
| <b>СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ГІДРОРОЗПОЛЬНИКІВ КЕРУВАННЯ РОБОЧИМ ОБ'ЄМОМ АКЦІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОНАСОСА</b> |    |
| Острогляд В.В., Нікітчук В. О., .....                                                                             | 25 |
| <b>ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РУКАВІВ ВИСОКОГО СТИСКУ ПРИ СКЛАДАННІ КІНЦЕВОЇ АРМАТУРИ</b> |    |
| Богомаз В. С., Мельянцов П.Т.....                                                                                 | 31 |
| <b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ВАЛ МЕТОДОМ НАПЛАВЛЕННЯ</b>                                    |    |
| Калініч М.О., Калганков Є.В. ....                                                                                 | 36 |
| <b>ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЕНТУ ТЕРТЯ В РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ</b>                                                       |    |
| Фелонюк В.В., Калганков Є.В.....                                                                                  | 40 |
| <b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЙМАЛЬНО-ПЕРЕДАВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ОПТИЧНОГО ЗВ'ЯЗКУ В КВЕСТ-КІМНАТАХ</b>                            |    |
| Адаменко Є.І., Стрількова Т.О. ....                                                                               | 45 |
| <b>ПРОБЛЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ МЕЖДУНАРОДНОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ КАК ЕДИНОГО ПОНЯТИЯ</b>                        |    |
| Иванников А.А.....                                                                                                | 48 |
| <b>METHOD OF ENSURING SAFE PLANNING AND CONTROL WHEN MANEUVERING DUE TO ENTER AND LEAVE THE PORT</b>              |    |
| Surinov I.L. ....                                                                                                 | 51 |

## СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ КЕРУВАННЯ РОБОЧИМ ОБ'ЄМОМ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГІДРОНАСОСА

**Острогляд В.В.,**

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, магістрант  
кафедри «Надійність і ремонт машин»

**Нікітчук В. О.,**

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, аспірант кафедри  
«Надійність і ремонт машин»

**Ключові слова:** гідравлічна трансмісія, гідророзподільник, золотник, об'ємні втрати, статистична оцінка, надійність.

**Keywords:** hydraulic transmission, hydraulic distributor, valve, volume losses, statistical evaluation, reliability.

В гідравлічних трансмісіях мобільних сільськогосподарських машин найбільше поширення знайшли аксіально-плунжерні гідронасоси перемінної продуктивності й аксіально-плунжерні гідромотори постійної витрати. Дані гідромашини випускаються фірмами «John Deere» (США), «Зауер» (ФРН), «Данфос» (Данія), ГСТ-90, ГСТ-112 «Гідросила» Кропівницький та ін.[1,2,3,4].

Аксіально-плунжерні агрегати (гідронасос, гідромотор), які входять до гідравлічної трансмісії (ГСТ-90), включають в себе розподільчаті вузли. До розподільчатих пристроїв (вузлів), які передбачені конструкцією в гідравлічній трансмісії, відносяться гідророзподільник керування робочим об'ємом та золотник клапанної коробки [5].

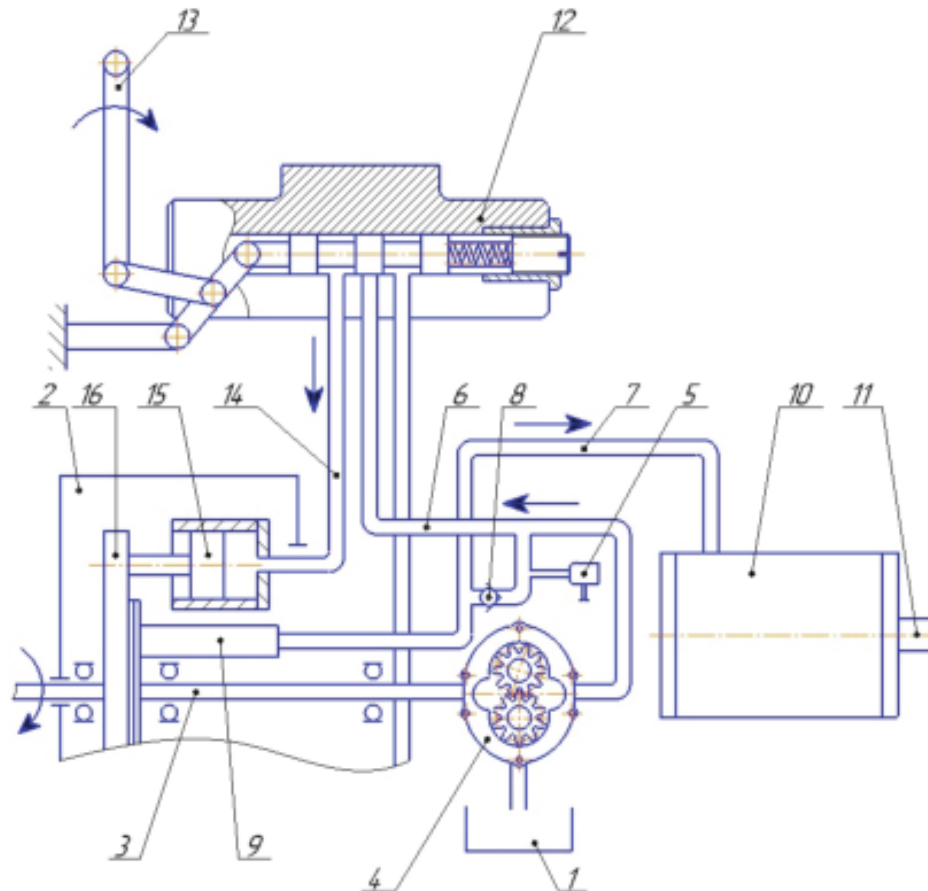
Гідророзподільник керування робочим об'ємом розташовується на аксіально-поршневому гідравлічному

насосі і з'єднується важелем з люлькою.

Основне функціональне призначення гідророзподільника – це розподілення потоку робочої рідини по каналам керування зміни робочого об'єму основного насоса, що забезпечує рух комбайна вперед або назад в залежності від розміщення ручки важеля.

Робоча рідина до золотника гідророзподільника поступає від насоса підживлення під тиском  $0,8 \dots 1,45 \text{ МПа}$ . При нейтральному положенні золотника гідророзподільника 12, в гідролінії керування 6, спрацьовує запобіжний клапан 5 насоса підживлення 4, і рідина надходить до дренажної магістралі (Рис.1).

За умови переміщення золотника розподільника 12, робоча рідина поступає до сервопоршня 15 корпусу насоса 2, що обумовлює його переміщен-



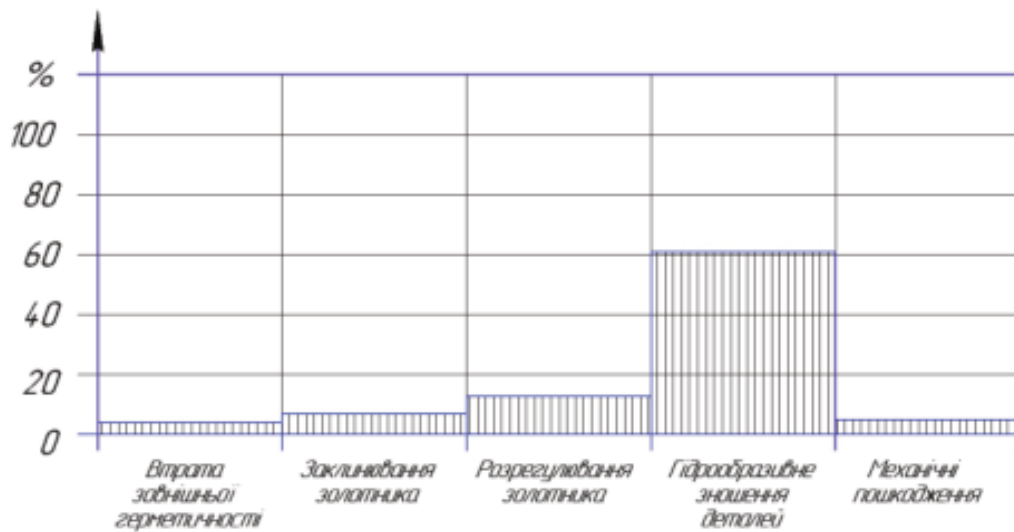
**Рисунок 1.** – Схема системи керування робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасосу: 1 – бак гідравлічний; 2 – аксіально-поршковий гідронасос; 3 – вал приводу гідронасоса; 4 – насос підживлення; 5 – запобіжний клапан насоса підживлення; 6 – гідролінія керування; 7 – лінія високого тиску; 8 – зворотній клапан; 9 – плунжер качаючого вузла; 10 – аксіально-поршковий гідромотор; 11 – вал гідромотора; 12 – гідророзподільник; 13 – важіль гідророзподільника; 14 – гідро лінія сервомеханізму; 15 – сервопоршень; 16 – поворотна шайба (люлька).

ня, а через нього – зміну положення люльки 16, що в цілому приводить до зміни поступового руху поршня 9, а значить збільшення робочого об'єму аксіально-поршневого гідронасоса 2 і трансмісії в цілому.

Не важко помітити, що розподілення потоку робочої рідини буде обумовлюватися вільним ходом золотника та внутрішньою герметичністю спряження «золотник – отвір корпусу».

Зміна вільного ходу приводить до розрегулювання положення золотника від нейтрального, що в умовах експлуатації обумовлює самовільне переміщення комбайну.

Порушення внутрішньої герметичності спряження «золотник – отвір корпусу» зменшує об'єм робочої рідини, яка поступає до сервопоршня за рахунок витрат робочої рідини, що приводить до зменшення



**Рисунок 2.** – Розподіл несправностей гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса.

робочого об'єму гідронасоса (або неможливості вивести його на заданий режим роботи).

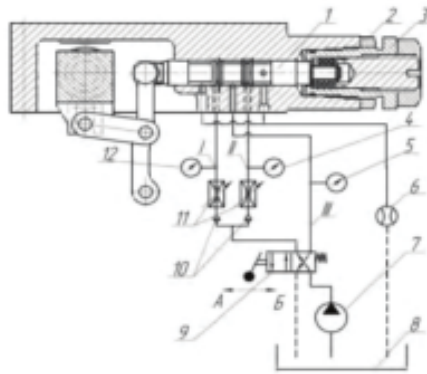
Розрегулювання золотника гідророзподільника виявляється органоліптично (комбайн самостійно переміщується на холостому режимі роботи двигуна комбайна) і може бути усунено за рахунок регулювальних робіт.

Тоді як, поява порушення внутрішньої герметичності, за рахунок зношення деталей спряження «золотник – отвір корпусу», приводить до зростання об'ємних втрат в гідророзподільнику, які обумовлюють в свою чергу зменшення подачі робочої рідини до сервопоршнів системи керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса, що приводить до зміни робочого об'єму основного насоса та погіршення вихідних показників гідравлічної трансмісії (потужності на валу гідромотору, частоти його обертання).

Проведений аналіз літературних джерел [2,3,5] показує, що питанням дослідження зміни технічного стану деталей золотникових пар розподільчастих вузлів аксіально-поршневих гідромашин і його впливу на роботоздатність трансмісії приділено не достатньо уваги. Автори в основному розглядають конструктивну призначеність розподільчастих вузлів і не достатньо приділяють уваги їх експлуатаційній надійності.

Метою роботи є – підвищення експлуатаційної надійності гідророзподільників керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса на основі показників статистичної оцінки їх надійності.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз технічного стану гідророзподільчастих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, які поступають до ремонту, і вивити основні причини втрати їх роботоздатності.



**Рисунок 3** – Гідравлічна схема підключення гідророзподільника: 1 – золотник; 2 – гайка; 3 – стакан; 4, 5, 12 – манометри; 6 – витратомір; 7 – насос шестеренний НШ-10Е; 8 – бак для робочої рідини; 9 – розподільник; 10 – зворотний клапан; 11 – дросель; I, II і III – гідролінії; А та Б – положення розподільника.

Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту (досліджувались 96 аксіально-поршневих гідронасосів виробництва «Зауер» (ФРН) та «Гідросила» Кропивницький), на якісному рівні дав можливість виявити розподіл їх несправностей, який наведено на (Рис. 2.)

Аналіз отриманих результатів показує, що у 71% гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу» в результаті гідробразивного зношення деталей.

При наявності таких пошкоджень, як підтікання робочої рідини через вісь важеля – (4%), заклинювання золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), експлуатація машини, як правило припиняється, і причина усувається

проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

Таким чином, нас будуть цікавити гідророзподільники, у яких спостерігається ресурсна зміна структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу».

Оцінку їх технічного стану проводили з застосуванням випробувального стенду КІ-4815М за методикою [2]. На (Рис. 3) представлена гідравлічна схема випробування гідророзподільника.

Контроль технічного стану деталей в спряженні «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника проводився перевіркою тиску в магістралях I і II (рис.3), за умови, що граничне значення тиску становить  $0,69 \pm 0,034$  МПа.

Враховуючи те, що робочий тиск в магістралі керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса за технічною характеристикою знаходиться в інтервалі  $0,8 \dots 1,45$  МПа, а дійсний технічний стан гідророзподільника може не забезпечити даний режим, розширимо інтервал тиску для проведення контрольних операцій до значень –  $0,5 \dots 1,5$  МПа з інтервалом  $0,2$  МПа.

Для гідророзподільників, у яких спостерігалось граничне значення тиску, додатково перевірялись витoki робочої рідини при нейтральному положенні золотника. Їх величина не повинна перевищувати  $1$  л/хв.

Результати стендових випробувань гідророзподільників за статичним тиском робочої рідини в магістралі керування представлені на (Рис.4.).

Детальний аналіз результатів стендових випробувань гідророзподільників, які знаходились в експлуатації і потрапили до ремонту (досліджувалось 68 гідророзподільників), показав, що розподілення величин підпорядковується нормальному закону.

Так у 4 гідророзподільників (5,8%), набувається тиск в інтервалі  $0,5 \dots 0,7$  МПа, який відповідає значенню граничного тиску. Додатковий контроль витоків робочої рідини у даних гідророзподільників вказав на значення, які перевищують  $1 \text{ л/хв}$ , що остаточно підтверджує їх граничний стан.

Найбільша кількість гідророзподільників – 43 од. (63,2%) забезпечують тиск робочої рідини в інтервалі  $0,9 \dots 0,11$  МПа, що вказує на їх роботоздатність і наявність достатнього залишкового ресурсу для подальшої експлуатації.

Інтервалу тисків  $0,7 \dots 0,9$  МПа відповідають 7 гідророзподільників (10,2%), які ще не досягли значень граничного тиску, але подальша їх експлуатація не доцільна в зв'язку з малим залишковим ресурсом. Дані агрегати потребують ремонтних дій.

В цілому по результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлюватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів (16%), потребують відновлення деталей спряження «розподільник-отвір корпусу».

Являється очевидним, що проведення досліджень технічного стану

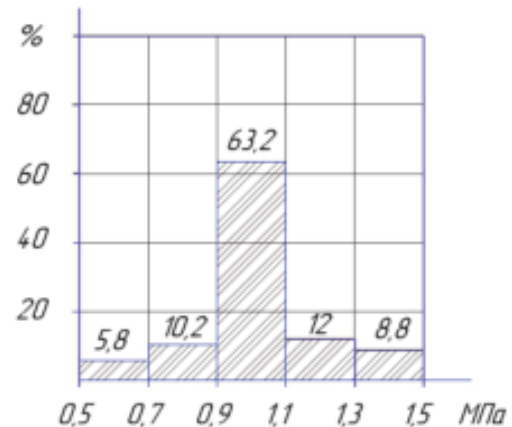


Рисунок 4. – Гістограма розподілення за робочим тиском гідророзподільників.

гідророзподільників аксіально-поршневих гідромашин, дає дійсну оцінку їх технічного стану, що дозволяє їх експлуатувати до максимального вироблення ресурсу.

Разом з тим, для більш точної оцінки технічного стану гідророзподільників, необхідно мати інформацію про динаміку зміни структурних параметрів деталей, таких як золотник і отвір корпусу. Провести дослідження для виявлення функціональної залежності між тиском робочої рідини і структурними параметрами деталей, для обґрунтування граничних та допустимих значень деталей для умов ремонтного виробництва.

В цілому проведені дослідження дають можливість зробити наступні висновки:

1. Проведений аналіз технічного стану гідророзподільників аксіально-поршневих гідронасосів ПН-90, що поступили до ремонту, показав, що у 71% гідророзподільників спостерігається зміна ресурсної надійності, яка

проявляється в поступовому зростанні зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу» в результаті гідроабразивного зношення деталей.

2. Наявність відказів, обумовлених заклинюванням золотника – (9%), розрегулювання золотника – (10%), або значними зовнішніми витокami робочої рідини через вісь важеля – (4%), приводить до раптової відмови гідравлічної трансмісії, яка усувається проведенням регулювальних робіт або заміною гідророзподільника в цілому.

3. Для контролю структурних параметрів технічного стану деталей, що формують зазор в спряженні «золотник-отвір корпусу», застосовується показник тиску робочої рідини в його магістралях, за умови, що граничне значення тиску становить  $0,69 \pm 0,034$  МПа.

4. Найбільша кількість гідророзподільників – 43 од. (63,2%) забезпечують тиск робочої рідини в інтервалі  $0,9 \dots 0,11$  МПа, що вказує на їх роботоздатність і наявність достатнього залишкового ресурсу для подальшої експлуатації.

5. По результатам стендових випробувань із 68 гідророзподільників 57 агрегатів (84%) можуть встановлю-

ватись на аксіально-поршневі гідронасоси без ремонту, а 11 агрегатів (16%), потребують відновлення деталей спряження «розподільник-отвір корпусу».

#### Література

1. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт [Текст] / – М.: ГОСНИТИ, 1981 – 160 с.
2. 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.
3. Мельянов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях [Текст] / П. Т. Мельянов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. – 42 с.
4. Форошук В. В. Вплив сумарних об'ємних втрат робочої рідини на роботоздатність гідравлічного приводу трансмісії / В. В. Форошук, П. Т. Мельянов // Zbior artykulow naukowych. «Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozycje na rok 2015». (30.12.2015 – 03.01.2016) – Warszawa, 2015 – S. 67-71.
5. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта – М.: Машиностроение, 1974 – 606 с.