

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 - МР.189 "С" 2021.02.01.118 ПЗ

ШУТ ЯРОСЛАВ ВІКТОРОВИЧ

2021 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко–технологічний факультет

УДК 631.3:621.664-027.45

ПОГОДЖЕНО
Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
технічного сервісу та інженерного
(назва кафедри)
менеджменту імені М. П. Момотенка

Братішко В. В.
(ПІБ)

Роговський І. Л.
(ПІБ)

« » 2021 р.

« » 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Дослідження довговічності аксіально-поршневих насосів на основі моделювання процесів в плунжерних парах

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., С.Н.С.
(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко Вячеслав Вячеславович
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., проф.
(науковий ступінь та вчене звання)

Войтюк Валерій Дмитрович
(ПІБ)

Виконав

Шут Ярослав Вікторович
(ПІБ)

НУБІП України

КИЇВ – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко–технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М. П. Момотенка

Д.Т.Н., проф. Роговський І. Л.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ІПБ)

« »
2021 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Шуту Ярославу Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Дослідження довговічності аксіально-поршневих насосів на основі моделювання процесів в плунжерних парах

затверджена наказом ректора НУБіП України від «01» лютого 2021 р. № 189 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література: результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах по вивченню питання довговічності деталей аксіально-поршневих насосів в плунжерних парах

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Гідросистеми мобільних машин як об'єкт дослідження
2. Оптимізаційні математичні моделі конструкції гідромашин
3. Програма і методика експериментальних досліджень
4. Результати експериментальних досліджень та їх аналіз
5. Техніко-економічна оцінка результатів досліджень
6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 15 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2020 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Войтюк В.Д.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Шут Я.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до випускної кваліфікаційної роботи магістра: 83 с.,
12 рис., 7 табл., 52 джерел.

Об'єкт досліджень – плунжерні пари аксіально-поршневих насосів

Г

Предмет досліджень – процеси тертя і зношування, які відбуваються в
плунжерних парах тертя аксіально-поршневих гідромашин.

Метою роботи є - підвищення довговічності мобільних машин і
покращення експлуатаційних характеристик аксіально-поршневих насосів

шляхом розробки інструментальних засобів проектування, заснованих на
 моделюванні трибологічних процесів у плунжерних парах.

Методика досліджень – методи аналізу, метод синтезу, статистичний
метод, експериментальний метод, метод експертних оцінок.

Для виконання сформульованої мети дослідження необхідно поставити і
розв'язати наступні завдання:

1. Аналітично обґрунтувати, на основі взаємозв'язку закладених
конструктивних положень та вихідних параметрів аксіально-поршневого
відронасоса, можливість синтезу його оптимальних конструктивних параметрів
реальної гідромашини з параметрами деталей в плунжерних парах.

2. Провести аналітичні дослідження з виявлення впливу зміни структурних
параметрів технічного стану деталей в плунжерних парах на об'ємні та механічні
втрати в аксіально-поршневому гідронаосі.

3. Провести дослідження з виявлення характеру та величини зношення
деталей в спряженнях плунжерної пари: «втулка блоку-плунжер», «кільцева
впора п'яти плунжера-похила шайба».

4. Експериментально визначити вплив зношення деталей в плунжерній
парі качаючого вузла аксіально-поршневого гідронасоса на його об'ємні і
механічні втрати.

5. З врахуванням результатів аналітичних та експериментальних
досліджень обґрунтувати конструктивні проєктні рішення для деталей

Н

плунжерної пари аксіально-поршневого гідронасоса.

Проведений аналіз літературних джерел показує, що на довговічність гідроприводу сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин істотний вплив виявляють як конструктивні параметри, що закладаються на етапі проектування, так і властивості робочої рідини, які підтримуються на етапі експлуатації. Стосовно до гідроприводів мобільних машин чутливість показників безпеки системи до зміни експлуатаційних факторів представляється виявленням характеру інтенсивності зношування елементів тертя, зокрема плунжерних пар аксіально-поршневих насосів залежно від стану робочої рідини.

Установлення параметрів, їх якісна і кількісна характеристика не одержали досить точного відбиття в наявних наукових розробках.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	Ст. 3
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 ГІДРОСИСТЕМИ МОБІЛЬНИХ МАШИН ЯК ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1. Умови роботи та показники роботоздатності елементів гідросистем мобільних машин	8
1.2. Аналіз досліджень довговічності гідросистем мобільних машин	17
РОЗДІЛ 2 ОПТИМІЗАЦІЙНІ МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОМАШИН	22
2.1. Модель конструкції для мінімізації втрат потужності аксіально-поршневої гідромашини	22
2.2. Синтез конструктивних параметрів гідронасоса з врахуванням вимог уніфікації	26
2.3. Розгляд взаємозв'язку між зазором в сполученні «втулка блоку-плунжер» і витокками робочої рідини	32
2.4. Дослідження впливу механічних втрат в плунжерній парі на роботоздатність гідроприводу	36
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	44
3.1. Методика визначення характеру і динаміки зношення деталей плунжерної пари	44
3.2. Експериментальна установка і вимірювальна апаратура, які використовуються при виконанні лабораторних досліджень.....	46
3.3. Методика визначення впливу зношення кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба».....	50
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ	53
4.1. Характер і величини зношення деталей плунжерної пари аксіально-поршневого гідронасоса	53
4.2. Об'ємні втрати робочої рідини в спряженні «втулка блоку-плунжер»	57
4.3. Вплив зношення кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим роботи качаючого вузла.....	60

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ

ДОСЛІДЖЕНЬ.....

63

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ

СИТУАЦІЯХ.....

70

6.1. Охорона праці при обслуговуванні аксіально-поршневих

насосів

70

6.2. Забезпечення безпеки при моделюванні процесів в плунжерних

парах, пов'язаних із застосуванням ПММ і спецрідин.....

71

6.3. Розрахунок повітрообміну лабораторії з дослідження

надійності аксіально-поршневих гідромашин.....

73

ВИСНОВКИ.....

75

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

79

ДОДАТКИ.....

84

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Ефективність і якість виконання технологічного процесу мобільними

машинами залежить від досконалості їх робочих органів і систем керування.

Конструктивно закладений рівень надійності і довговічності систем реалізується

при відповідності розрахункових параметрів експлуатаційним навантаженням.

Елементи сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин сприймають експлуатаційні навантаження змінного характеру, величина та інтенсивність

зміни яких залежать від великого числа як контрольованих, так і випадкових

факторів.

Роботоздатність гідросистем сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин у значній мірі залежить від функціонування гідравлічних

насосів. Надійність, довговічність ефективна робота цих агрегатів багато в чому

визначається широким набором різноманітних властивостей, явищ і процесів у

трибологічних елементах, детальне вивчення яких стало можливим в наш час, з інтенсивним розвитком комп'ютерних і електронних технологій. У парак тертя

аксіально-поршневих насосів відбувається найбільш інтенсивне зношування, що

суттєво впливає на наробіток самих насосів, а також на роботоздатність усього

гідроприводу мобільної машини. На процес зношування впливають

конструктивні і динамічні параметри. На етапі проектування закладаються основи надійності і довговічності за рахунок вибору раціональних геометричних

і силових параметрів. На деякі з них можна впливати на етапі проектування, а на

деякі на етапі експлуатації. Варіювати цими факторами, можна зменшувати або

збільшувати інтенсивність зношування пар тертя аксіально-поршневих насосів і відповідно довговічність сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин.

Таким чином, підвищення довговічності аксіально-поршневих насосів

сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин на основі моделювання

процесів у плунжерних парах є актуальною темою дослідження.

РОЗДІЛ 1 ГІДРОСИСТЕМИ МОБІЛЬНИХ МАШИН ЯК ОБ'ЄКТ

ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Умови роботи та показники роботоздатності елементів

гідросистем мобільних машин

Кількісну характеристику одного або декількох властивостей, стосовно до певних умов створення та експлуатації машин прийнято називати показниками якості машини. Одним з найважливіших узагальнюючих властивостей машин є надійність. Стосовно до сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин, надійність може характеризуватися, як властивість зберігати протягом певного часу в установлені межі значення всіх параметрів, які характеризують здатність машини виконувати необхідні функції при заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання й транспортування. Будучи комплексною властивістю, надійність залежно від призначення мобільних машин (будівельних, дорожніх, сільськогосподарських) і умов їх експлуатації може включати безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збереженість або певні комбінації цих властивостей. До будівельних і дорожніх машин відносять автогрейдери, бульдозери, екскаватори, скрепери, спеціалізовані автомобілі, до сільськогосподарських кормо-та зернозбиральні комбайни та ін. В їх конструкція, завдяки своїм перевагам, знайшов широке застосування гідравлічний привід. Більш 90 % одноковшових екскаваторів, що випускаються в країні, має гідравлічний привід, а автогрейдерів – 100 %. Частка засобів механізації будівництва з гідравлічним приводом перевищує 50 %. У мобільних машинах сільськогосподарського призначення на 100% знайшов застосування гідропривід керування робочим обладнанням, та практично у всіх комбайнах як вітчизняного так і закордонного виробництва застосовується гідравлічна трансмісія. Це підтверджує і аналіз

літературних джерел [1,2,3], який показав, що сучасні зернозбиральні

комбайни ДОН-1500/1500Б/1500М/2600/091, Єнісей-1200/950/960/9, кормозбиральні комбайни КСК-100, ДОН-750/680/680М, Полісся-250, косариплощілки ДОН-800, КПС-5Г, корене- та гичкозбиральні РКМ-4, РКМ-6, КС-6Б,

автобетоновози СБ-92В/159Б/172-1/237, СМБ-060 а також закордонна техніка корпорацій «John Deere», «Claas», «Case», «Massey Ferguson» та інші, оснащені різними гідравлічними системами до складу яких входить об'ємний гідростатичний привід трансмісії (ГСТ).

Розробником об'ємного гідроприводу (ГСТ) є компанія «Sauer», яка була утворена в 1946 році у ФРН. За ці роки компанія розробила і випустила аксіально-поршневі насоси і гідромотори 15,20,40,42, 51,70,90 серій.

У 1978 році на Кіровоградському заводі «Гідросила» (Україна, м. Кіровоград) був освоєний випуск об'ємних гідроприводів ГСТ-90 з робочим об'ємом 89 см³ [4].

ГСТ-90 є аналогом 20 серії аксіально-поршневих насосів і гідромоторів і користується найбільшою популярністю в нашій країні й країнах ближнього зарубіжжя. Загальний вид гідравлічного приводу трансмісії ГСТ-90 наведено на рис. 1.1.

Об'ємний гідропривід ГСТ 90 (рис.1.1) включає в себе аксіально-плунжерний насос 3 з регульованим робочим об'ємом, нерегулюємий аксіально-плунжерний гідромотор 1, резервуар для робочої рідини, теплообмінник, фільтр тонкої очистки 4 з вакуумметром, трубопроводи та рукава [5].

Аксіально-поршневий насос перетворює механічну енергію двигуна в гідравлічну, створюючи потік робочої рідини, аксіально-поршневий гідромотор, навпаки, гідравлічну енергію робочої рідини в механічну.

Аксіально-поршневі гідромашини (насос та гідромотор) з'єднанні між собою двома гідролініями. По одній з них потік робочої рідини подається насосом до гідромотору під тиском до $P_{вис.} = 34,3 \text{ МПа}$, по другій – повертається з гідромотору у насос під тиском $P_{низ.} = 1,17 \text{ МПа}$ [5].

Таким чином в системі «насос-гідромотор» гідроприводу ГСТ-90 відбувається замкнута циркуляція робочої рідини. Робоча рідина, що просочилася через спраження деталей гідроагрегатів, попадає до їхньої внутрішньої порожнини, звідти по системі дренажних трубопроводів через теплообмінник стікає в резервуар.

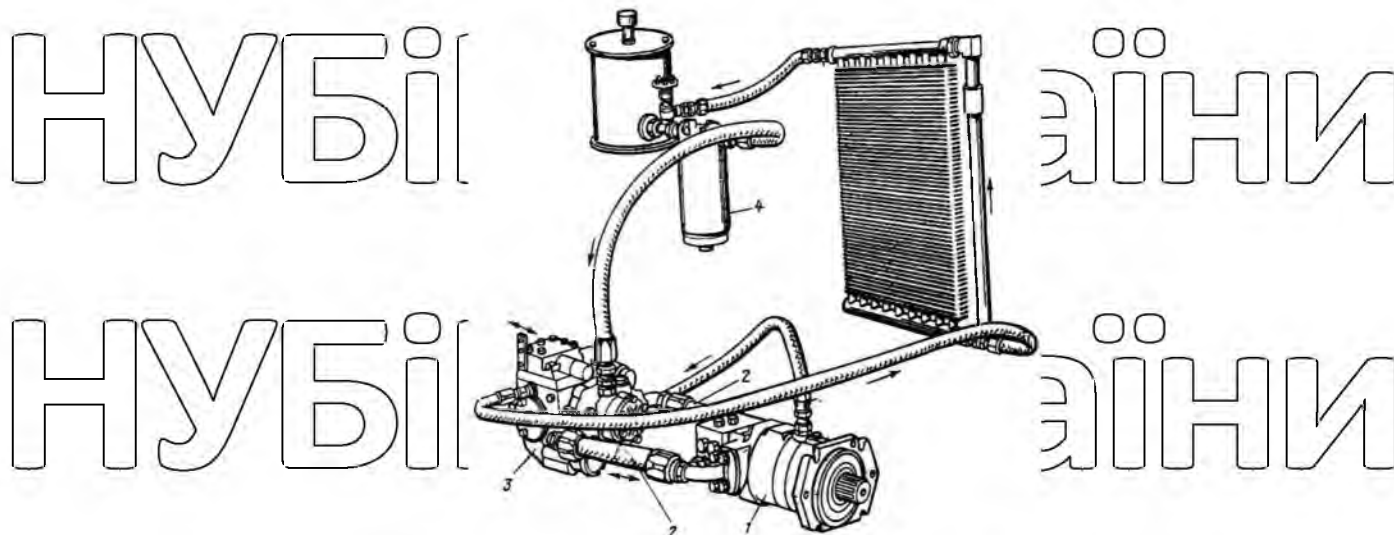


Рис 1.1. Об'ємний гідропривід ГСТ-90:

1 – аксіально-плунжерний нерегульований гідромотор; 2 – рукав високого тиску; 3 – аксіально-плунжерний регульований насос; 4 – масляний фільтр [5].

До конструктивних особливостей аксіально-поршневих гідромашин можна віднести наявність у основного насоса системи живлення, системи керування робочим об'ємом (гідророзподільник керування та сервопоршня з люлькою) та гідравлічного мотора клапанної коробки [1,6].

Основні параметри об'ємного гідроприводу ГСТ-90 наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Основні параметри об'ємного гідроприводу ГСТ-90

№ ш/п	Параметри	Основні робочі органи	
		Аксіально-поршневий насос	Аксіально-поршневий гідромотор
1	2	3	4
1	Робочий об'єм, $см^3$	89,0	89,0
2	Номінальна подача, $л/хв.$, не менше	119,87	-
3	Номінальний розкід, $л/хв.$, не менше	-	119,87
4	Максимальний тиск дренажу, $МПа$	0,35	0,35
5	Коефіцієнт подачі, не менше	0,949	-
6	Гідромеханічний ККД	-	0,92
7	Коефіцієнт корисної дії, не менше	0,88	0,89
8	Потужність, кВт (к.с.), не менше	53,86 (73,25)	
9	Температура $^{\circ}C$ в дренажі гідромотора	+80	+80,0
10	Номінальна товщина фільтрації, $мкм$	10,0	10,0
11	Маса без робочої рідини, кг	78,0	48,0

За даними заводу-виробника відкритого акціонерного товариства (ВАТ) «Гідросила» критерієм граничного стану об'ємного гідроприводу ГСТ-90 є зниження об'ємного ККД насоса на номінальних режимах не більше ніж на 20% [7,8].

Гамма-процентний ресурс ($\gamma = 90\%$) ГСТ-90 до першого капітального ремонту складає 4000 мото-год, а гамма-відсоткове напрацювання на відмову ($\gamma = 95\%$) рівне 1800 м-год [7,8].

Якщо припустити, що напрацювання ГСТ-90 до ресурсної відмови розподілено за законом Вейбула із коефіцієнтом варіації $\nu = 0,365$, то середній ресурс аксіально-поршневих гідроагрегатів рівний [9]:

$$\bar{T} = \frac{T_{0,9}}{W_{0,9}} = \frac{4000}{0,5289} = 7563 \text{ мото-год} \quad (1.1.)$$

що наближається до повного ресурсу комбайна.

За даними авторів в роботах [11,12] діапазон ресурсних відмов ГСТ-90 комбайнів обладнаних ГСТ-90, знаходиться в діапазоні 178...1023 м-год, при середньому значенні $\bar{T} = 616,3 \text{ м-год}$, і середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 243 \text{ м-год}$.

На рис.1.2 показані результати статистичної обробки середньосезонного напрацювання комбайнів КСК-100 залежно від терміну служби [12].

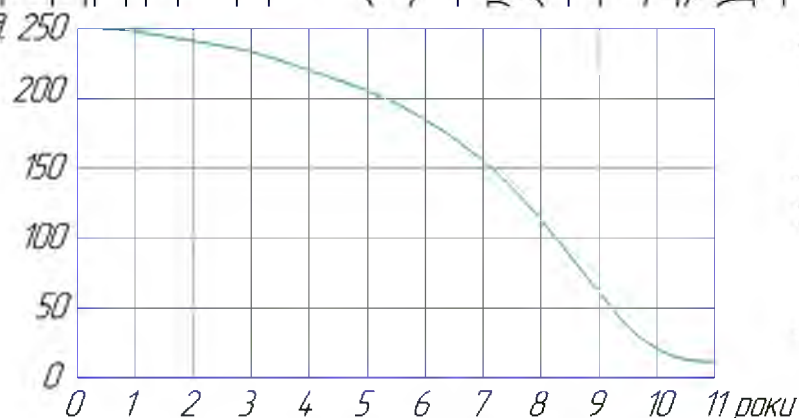


Рис. 1.2 – Крива зниження наробітку до відказу комбайну КСК-100 від строку служби

Із рис.1.2 виходить, що сезонне напрацювання комбайна знаходиться в

діапазоні $T_c = 47 \dots 253 \text{ м-год.}$, при середньому сезонному напрацюванні $T_{сер} = 170,6 \text{ м-год.}$ Таким чином, відмови другої і третьої груп складності виникають через 3...4 роки експлуатації машини.

Детальний аналіз показників надійності аксіально-поршневих гідромашин

показує, що значна доля (44%) всіх несправностей приходить на качаючі вузли насосу та мотору. Судячи по виду та характеру зношення деталей качаючого вузла, можна сказати, що вони обумовлені в основному гідроабразивним та кавітаційним зношенням, які викликані вмістом механічних частинок та розчиненого повітря в робочій рідині [13,14].

Під впливом забруднень, високої температури та при наявності у робочій рідині повітря, змінюється кислотне число, і руйнуються присадки в рідині. Запиленість повітря при роботі мобільних машин сільськогосподарського призначення і безпосередньо у зоні елементів гідроприводу настільки висока, що вже через 50...60 годин роботи машини забруднення робочої рідини перевищує 10-й клас, а через 200...300 годин наробітку забруднення в 8...15 раз перевищує граничне значення [13,14].

Атмосферний пил попадає в гідросистему через ущільнення гідроциліндрів, повітроочисні пристрої (фільтр сапуна) і при доливанні робочої рідини. При введенні в експлуатацію машин відбувається припрацювання всіх пар тертя в гідравлічних агрегатів, що у період 50...60 годин їх роботи обумовлює забруднення робочої рідини залишками припрацювання [13,14].

Концентрація забруднень робочої рідини, яка використовується в технологічному процесі ремонту гідроприводу будівельних і дорожніх машин, перевищує припустиму: у ваннах в 20...27 раз; у стендах в 6...16 раз; у рідині, що заправляється в гідропривід, в 3...10 раз [13,14].

В загальному балансі причин забруднень ступінь впливу дозаправлень, зміни робочої рідини, дихання сапуна і умов виробництва становить, відповідно: 50, 37, 10 і 3%. У деяких випадках частка виробничих забруднень становить 60% [15].

Механічні забруднення, що потрапили в робочу рідину, перебувають у зваженому стані і рухаються разом з нею по гідравлічному потоку. Потрапляючи в зазор між поверхніми парами тертя, частки забруднень, можуть приводити до підвищеного зношування деталей спряжень, збільшення зусилля переміщення деталей, і їх заклинюванню, прискоренню процесу окислення робочої рідини і погіршенню її експлуатаційних властивостей [16].

Під робочою камерою прийнято розуміти ємність, обмежену робочими поверхніми деталей гідромашини, що періодично змінює свій об'єм і поперемінно сполучається з каналами, через які підводять і відводять робочу рідину. Насос призначений для перетворення механічної енергії приводного двигуна в енергію потоку робочої рідини.

В об'ємних гідроприводах сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машинах широко застосовують аксіально-поршневі насоси, призначені для використання, як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора

По відношенню куту вала ротора до робочих органів розрізняють радіальні і аксіальні роторно-поршневі насоси. По механізму передачі руху, радіальні насоси класифікують на роторно-обертальні і роторно-поступальні, а у свою чергу аксіально-поршневі насоси на насоси з похилим блоком і з похилим диском (або опорною) [17,18]. У аксіально-поршневого насоса рух вихідної ланки здійснюється завдяки наявності кута між віссю блоку циліндрів і віссю вихідної ланки. У аксіально-поршневому мотора рух вихідної ланки здійснюється завдяки зв'язку або контакту поршнів із плоским торцем диска, який похило розміщується до осі блоку циліндрів.

Для оцінки швидкохідності гідромоторів з врахуванням крутного моменту на валу використовують залежність [17,18]:

$$n_s = 2\pi \cdot M / (\Delta P \cdot n), \quad (1.2.)$$

де M - момент на валу гідромотора;

ΔP - перепад тиску на вході в гідромотор і виході з нього;

n - частота обертання вала аксіально-поршневого гідромотора.

Гідромотори, призначені для створення великого крутного моменту M при малій кутовій швидкості ω , прийнято умовно називати високомоментними.

Припрацювання деталей першочергово здійснюється роботою на холостому режимі з поступовим навантаженням з метою запобігання пошкодження поверхонь тертя деталей на початку їх роботи. Одним з основних показників припрацювання є перехід характеристик якості поверхні від вихідного стану після остаточної технологічної обробки до експлуатаційної шорсткості.

Під припрацюванням [19,20] розуміється процес зміни геометрії поверхні тертя і фізико-механічних властивостей поверхневих шарів матеріалу в початковий період тертя, що звичайно проявляється при постійних зовнішніх умовах у зменшенні роботи тертя, температури і інтенсивності зношування.

Перехід від вихідного стану поверхонь тертя до встановленого супроводжується складними незворотними явищами, які протікають у тонкому поверхневому шарі. Процес механічного змінення матеріальної поверхні, зокрема, зношування, приводить до такого її фізичного стану і такій структурі, при яких поверхневий шар має мінімальну потенційну енергію, тобто представляє стійку систему, яка допускає в даних умовах мінімальну дисипацію енергії. Досвід підтверджує це положення, тому що при зношуванні відтворюється постійна шорсткість у всьому наступному процесі, крім початкового періоду. Ця відтворена шорсткість називається «рівноважною». При терті, в початковий період припрацювання, бере участь дуже невелика кількість контактуючих між собою виступів, в наслідок чого дійсна напруга на контактуючих поверхностях, яка утворилася в результаті контакту, може бути значною, тому відбувається інтенсивне руйнування нерівностей, які виникли в процесі механічної обробки деталі. Їх дроблення і пластичне деформування супроводжується наклепом тонкого поверхневого шару [20].

У результаті припрацювання відбувається згладжування найбільших нерівностей, які виступають, часткове або повне знищення первісних і встановлення нових, відмінних від первісних за формою й розмірам. Це

закінченню припрацювання встановлюється шорсткість, яка не залежить від величини і характеру первісної шорсткості, отриманої при механічній обробці, а залежної від умови зношування (матеріалу пари тертя, тиску, температури на поверхні тертя, умов мащення, наявності забруднень у мастильній рідині і т.д.).

Ця шорсткість є оптимальною для даних умов тертя і забезпечує мінімальне зношування. Вона може бути як більше, так і менше вихідної. У період стаціонарного зношування, яке протікає після припрацювання, ця шорсткість відтворюється на всьому наступному процесі нормальної роботи пари тертя.

У випадку стаціонарного процесу зношування для відтвореної шорсткості можна вживати термін «рівноважна шорсткість», під якою слід розуміти шорсткість, яка встановлюється на фрикційному контакті при незмінному режимі тертя після завершення процесу приробітку.

Згодом процес зношування стабілізується, коли розмір зношування досягає величини, сумірної з розміром найбільш великих часток, які присутні у рідині. Механічний вплив абразивних часток на матеріал, що зношується, залежить від їхньої форми, скупленості закріпленості і співвідношення механічних властивостей абразивної частки та зношуваної поверхні, а також діючих навантажень.

Гідропривід є складовою частиною мобільної машини тому від його надійності залежить ефективність її роботи, своєчасне виконання заданого обсягу роботи та витрати, обумовлені простоюванням та ремонтами. Надійність гідроприводу закладається на етапі проектування, підтримується на заданому рівні під час експлуатації машин. Реалізується надійність гідроприводу при експлуатації, тому що відмови і несправності проявляються тільки в процесі використання машини за призначенням. Крім параметрів і умов, закладених у процесі проектування і виробництва, на показники надійності впливають методи і умови експлуатації, прийнята система технічного обслуговування і ремонтів, режими роботи і кваліфікація обслуговуючого персоналу.

Розв'язку проблеми підвищення надійності гідроприводу присвячені дослідження Т. М. Башты, В. І. Барышева, П. Н. Беянича, У. А. Васильченко, К. Г. Фаркави, Г. А. Нікітіна, В. А. Зорин, В. К. Руднева, К. В. Руднева, К. В. Рибаківа, Е. С. Венцеля та ін. Завдяки їхнім дослідженням, показано, що рівень надійності гідроприводу визначається високою концентрацією механічних домішок у робочій рідині.

Розроблені наукові й практичні рекомендації із забезпечення промислової чистоти гідроприводу, використання яких забезпечує істотний ефект. Так само дослідники, ґрунтуючись на положеннях теорії тертя і зношування, розробленими вченими, (І. В. Крагельский, М. І. Добычин, В. С. Камбатов, У. А. Икрамов та ін.) застосовували спроби побудувати аналітичні методи визначення зношування гідроагрегатів. Однак зроблені при цьому припущення роблять ці методи малоефективними.

У наш час одержав розвиток напрямок підвищення надійності гідроприводу за рахунок поліпшення контролю чистоти вузлів, агрегатів і систем машини різного призначення, яке використовується при експлуатації мобільних машин і має високу ефективність.

Дослідження фірми Cincinnati (США) показують, що достатньо збільшити довговічність гідроагрегатів на 5,5 %, щоб відшкодувати витрати на оснащення гідросистеми фільтрами більш тонкого очищення, що дозволить продовжити ресурс деталей на 46 %, при цьому витрати окупаються за два тижні.

ВНІСтройдормашем були проведені випробування насосів 223,25, які встановлюються на екскаватори ЭО-4121, при різному фіксованому складі забруднень у робочій рідині. Випробування показали, що зниження об'ємного ККД насоса, який працює при ступені забруднення робочої рідини, яка відповідає 17-му класу, досягається приблизно через 1000 годин, а на рідині 14-го класу - через 3350 годин [21].

ВНІГідроприводом [22] вивчалася залежність зношування шестеренних насосів типу ТН-2 від концентрації механічних домішок методом прискорених випробувань. Насоси випробовували в номінальному режимі на робочій рідині,

очищеної фільтром 8...12 мкм. Потім цю рідину забруднювали шліфувальним порошком. При забрудненні робочої рідини шліфувальним порошком М-20 з концентрацією по масі 0,005 % об'ємний ККД знижувався на 17 % за 138 годин.

Зниження об'ємного ККД на таку величину на очищеному маслі відбувалося за 1200 годин. При забрудненні робочої рідини шліфувальним порошком М-4 з концентрацією по масі 0,025 % через 5,5 годин об'ємний ККД насоса знижувався практично до нуля.

Японські фахівці вважають [23], що інтенсивність зношування різко зростає при збільшенні концентрації забруднень до 0,15...0,2 %.

Підвищення робочого тиску викликає негативний вплив забруднень на надійність гідроагрегатів. Зв'язок між підвищенням робочого тиску в системі і допустимим забрудненням робочої рідини може бути представлений у вигляді

[17]:

$$P_1/P_2 = e^{0,0037 \ln N_2/N_1}, \quad (1.3)$$

де P_1 і P_2 - відповідно робочий тиск у системі до і після забруднення;
 N_1 і N_2 - відповідно кількість часток забруднень даного розміру в системі

до і після забруднення.

Вплив забруднення робочої рідини на надійність гідроприводу будівельних і дорожніх машин вивчався в ХАДІ [24]. Обстеження гідрофікованих екскаваторів, бульдозерів і автокранів, які перебували в умовах реальної експлуатації, показало, що чистота робочих рідин на екскаваторах і бульдозерах перебуває на рівні 16...17 класів, а автокранів - на рівні 15...16 класів. При заправленні машин робочою рідиною із чистотою ІS класу, граничний наробіток до встановлених значень чистоти робочої рідини склав відповідно 240 і 480 годин. Виявлено, що для екскаваторів небезпечними є частки розміром 5...25 мкм, а для бульдозерів і автокранів - 10...40 мкм.

Вивчення розподілу часток за розмірами дозволило встановити, що доля небезпечних частинок, у загальній їхній кількості досягає для екскаваторів 95%, а для автокранів і бульдозерів - 30...33 %.

При підвищенні температури робочої рідини понад $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ і забрудненні її на рівні 75-го класу має місце заклинювання плунжера гідророзподільника, що приводить до нестійкого режиму роботи гідроє системи, і насос працює з підвищеною шумовою характеристикою. Стендові випробування гідронасосів 210.25 і 223.25 показали, що очищення робочої рідини від механічних домішок дозволяє підвищити наробіток насосів для екскаваторів у середньому в 2,8 рази, для автокранів в 1,7 рази. Очищення одночасно від механічних домішок і води збільшує термін служби насосів екскаваторів в 3,9 рази, автокранів - в 1,9 рази [15,21].

Існують три способи очищення робочої рідини, це фізичний, фізико-хімічний і хімічний. Фізичні методи дозволяють видаляти з масел тверді частки забруднень, мікрокраплини води і частково - смолисті й коксувальні речовини, а за допомогою випарювання легкокипячі домішки. Масла обробляються в силовому полі з використанням гравітаційних, відцентрових і рідше електричних, магнітних і вібраційних сил, а також застосовується фільтрування, водне промивання, випарювання і вакуумна дистиляція. До фізичних методів очищення відпрацьованих масел відносяться також різні масло-і теплообмінні процеси, які застосовуються для видалення з масла продуктів окиснення вуглеводнів, води і легкокипячих фракцій [25,26].

Фізико-хімічні методи знайшли широке застосування при очищенні масел, до них відноситься коагуляція, адсорбція і селективне розчинення забруднень, які втримуються в маслі, різновидом адсорбційного очищення є іонно-обмінне очищення [27].

Хімічні методи очищення засновані на взаємодії речовин, які забруднюють відпрацьовані масла, і реагентів, які вводяться в ці масла. При цьому в результаті хімічних реакцій утворюються з'єднання, які легко видаляються з масла. До хімічних методів очищення відносяться: кислотне і лужне очищення; окиснення киснем; гідрогензація, а також осушка і очищення від забруднень за допомогою окислів, карбідів і гідридів металів [27]. Пропонується підвищення ефективності очищення масла і надійності захисту пар тертя від забруднюючих домішок,

шляхом удосконалення конструкцій фільтрів, використання нових фільтрувальних матеріалів. У роботі доведено, що фракційний коефіцієнт відсівання часток забруднюючих домішок центрифуги практично не залежить від в'язкості й витрати масла.

Проведений аналіз літературних джерел показує, що на довговічність гідроприводу сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машин істотний вплив виявляють як конструктивні параметри, що закладаються на етапі проектування, так і властивості робочої рідини, які підтримуються на етапі експлуатації.

У вузлах тертя широко розповсюджений режим змішаного (граничного) мащення: одні ділянки поверхні контактуючих тіл розділені гідродинамічним шаром, а інші граничним. Для даного виду мащення велике значення мають як об'ємна характеристика мастильного матеріалу - його в'язкість, так і здатність мастильного матеріалу створювати на поверхнях тертя міцні граничні шари. Чим вище частка гідродинамічного режиму мащення, тим нижче коефіцієнт тертя при змішаному мащенні [20].

Область реалізації гідродинамічного, змішаного і граничного мащення у вузлах тертя ковзання визначають по діаграмі Герси - Штрибека (рис. 1.2), який представляє собою залежність коефіцієнта тертя в вузлі тертя, який змашується від безрозмірного критерію, який називається числом Герси, або критерій Зоммерфельда [20]:

$$S_o = \mu \cdot V / P_{noz} \cdot \quad (1.4.)$$

де μ - динамічна в'язкість;
 V - швидкість відносного переміщення пар тертя;
 P_{noz} - погонне навантаження на вузол тертя (навантаження, віднесені до довжини спряження в напрямку, перпендикулярному напрямку відносного переміщення).

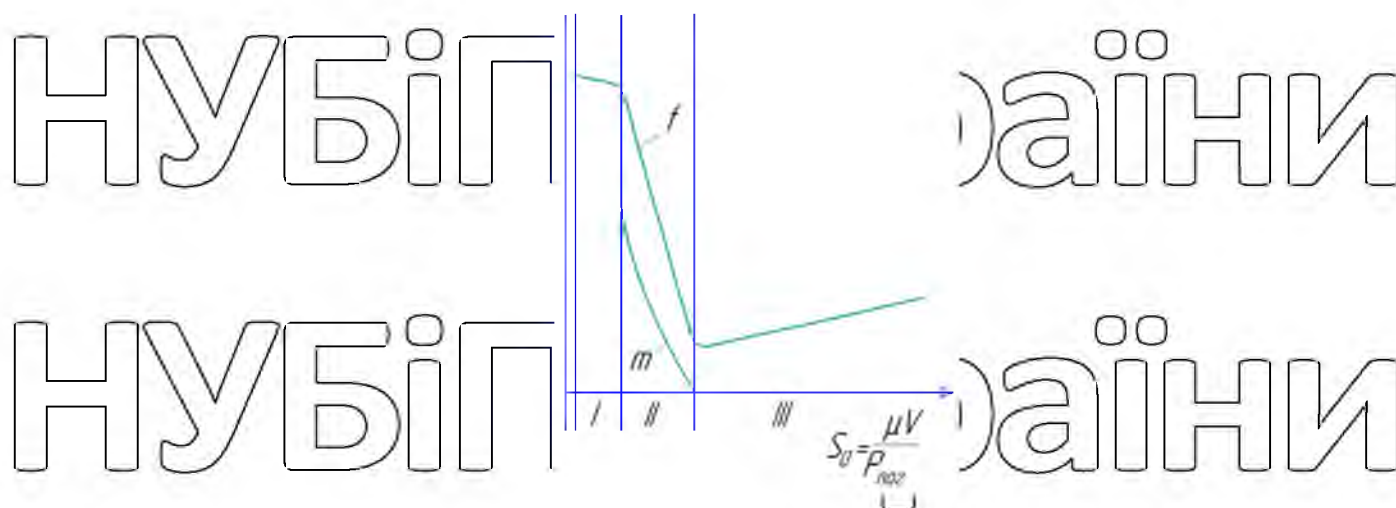


Рис. 1.2. Діаграма Герси - Штрибека: залежність коефіцієнта тертя f і зношування m

від безрозмірного параметра (числа Герси). I-III - зони мащення: I - гранична; II - змішана; III - гідродинамічна.

У лівій частині діаграми локалізована зона реалізації граничного режиму мащення, як найбільш твердого. Він реалізується при високих питомих навантаженнях в парах тертя, низьких швидкостях відносного переміщення трибологічних пар, підвищених температурах (які визивають зрощення динамічної в'язкості) і характеризується не тільки підвищеним коефіцієнтом тертя, але і постійним зношуванням деталей пари тертя. Серед трибологічних пар аксіально-поршневого насоса найбільшому зношуванню піддається пара тертя «плунжер-втулка», яка працює при змішаному режимі мащення.

Загальний вид однієї із конструктивних різновидностей пари тертя «плунжер-втулка блоку» качаючого вузла аксіально-поршневої гідремашини представлено на рис.1.3.

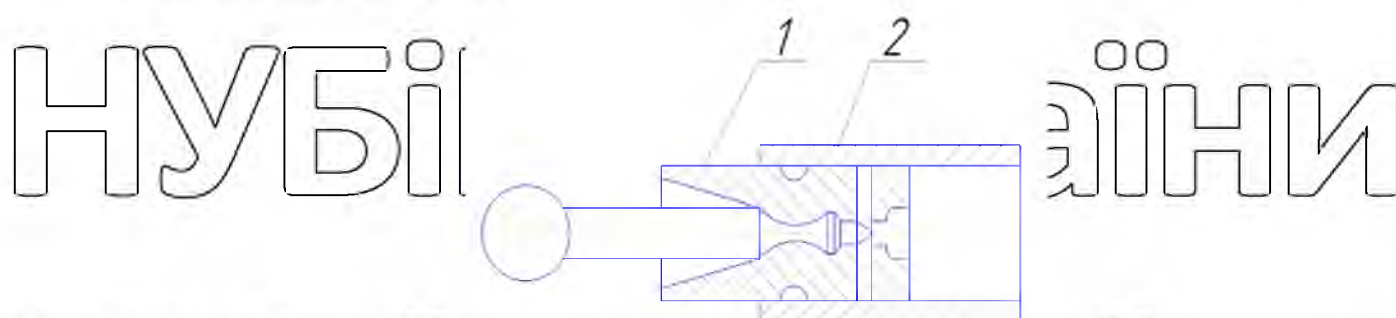


Рис. 1.3. Пара тертя «плунжер-втулка блоку» аксіально-поршневого насоса 1 - плунжер, 2 - втулка.

Дана конструкція плунжерної пари знайшла широке застосування в аксіально-поршневих гідромашинах з похилим корпусом для забезпечення збільшення робочого ходу плунжера, а звідси і робочого об'єму гідромашини.

Точка переходу між змішаним і гідродинамічним мащенням характеризується найменшим значенням коефіцієнта тертя і зменшенням зношування до нуля. В зв'язку з тим, що в парі тертя «плунжер-втулка» аксіально-поршневого насоса, неможливо добитися винятково гідродинамічного режиму мащення, метою забезпечення найменшого зношування в трибологічній парі актуальним завданням являється зменшення в ній коефіцієнта тертя.

При виготовленні пари «плунжер-втулка» аксіально-поршневого насоса використовують *Сталь 38Х2МЮА* і *Бр 012*, технологічні й конструктивні параметри цих матеріалів наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2.

Конструктивні й технологічні параметри пара тертя качаючих вузлів гідромашин 210.25 і 223.25

№ п/п	Найменування показника	Найменування деталі	
		поршень	Втулка (блок циліндрів)
1	Матеріал	<i>Сталь 38Х2МЮА</i>	<i>Бр 012</i>
2	Твердість поверхні тертя	<i>НВ232</i>	<i>НВ_{10⁹⁵}</i>
3	Діаметр, мм	$25^{-0,021}$	$25^{+0,015}$
4	Довжина, мм	30	100
5	Хід плунжера, мм	70	-
6	Шорсткість поверхні, середньоарифметичне відхилення профілю Ra , мкм	2,5	0,63
7	Кут нахилу бічних сторін шорсткостей, α°	$7^{\circ}50'$	$2^{\circ}15'$

Абразивне зношування являється переважним у розглянутій трибологічній парі. Під терміном абразивне зношування розуміють руйнування поверхонь тертя під впливом твердих часток, які присутніх у зоні тертя.

2.1. Модель конструкції для мінімізації втрат потужності аксіально-поршневої гідромашини

Основним джерелом втрат потужності в аксіально-поршковому гідронасосі являється технічний стан спряжень деталей качаючого вузла.

Розглянемо побудову математичної моделі качаючого вузла аксіально-поршневого насоса з торцевим розподіленням потоку робочої рідини.

В якості критерію оптимізації приймемо сумарні (об'ємні і механічні) втрати потужності в качаючому вузлі насоса [29]. Для отримання виразів

потужності функції через параметри конструкції необхідно визначити втрати потужності в основних спряженнях качаючого вузла насоса: «розподільник-пристане дно», «втулка блоку-плунжер», «п'ята плунжера-похила шайба (опора люльки)», «сферична головка поршня-підп'ятник». Втрати потужності в

підшипнику, які утримують ротор насоса, не враховувалися, так як необхідні параметри підшипника обумовлені, в першу чергу, заданими вантажопідйомністю, довговічністю, а також габаритними розмірами.

Конструктивна схема качаючого вузла насоса показана на рис.2.1. Вибрані наступні невідомі параметри, які підпадають під оптимізацію (рис.2.2): x_1 -

довжина загортання поршня (на рисунку не показана); x_2 - діаметр блока ротора;

x_3 - довжина блока ротора;

x_4 - великий діаметр конічної поверхні кільця ротора; x_5 - діаметр ротора; x_6 -

діаметр поршня; x_7 - діаметр отвору в роторі для валу; x_8 - діаметр стакану; x_9 -

висота конічної поверхні кільця ротора; x_{10} - ширина вікна поршневої камери

ротора; x_{11} - довжина циліндричної частини поршня; x_{12} - довжина поршня;

x_{13} - діаметр башмака підп'ятника; x_{14} - діаметр підп'ятника; x_{15} - відносний

розмір камери підп'ятника; x_{16} - діаметр головки поршня; x_{17} - висота

підп'ятника; x_{18} - висота башмака підп'ятника; x_{19} - діаметр розподільчастого

диску; x_{20} - товщина розподільчастого диску; x_{21} - радіус внутрішнього

ущільнюючого пояска; x_{22} – радіус зовнішнього ущільнюючого пояска; x_{23} –
 діаметр упорного диску; x_{24} – товщина упорного диску; x_{25} – кутловий розмір
 вікна поршневої камери ротора; x_{26} – кутловий розмір вікна нагнітання
 розподільника.

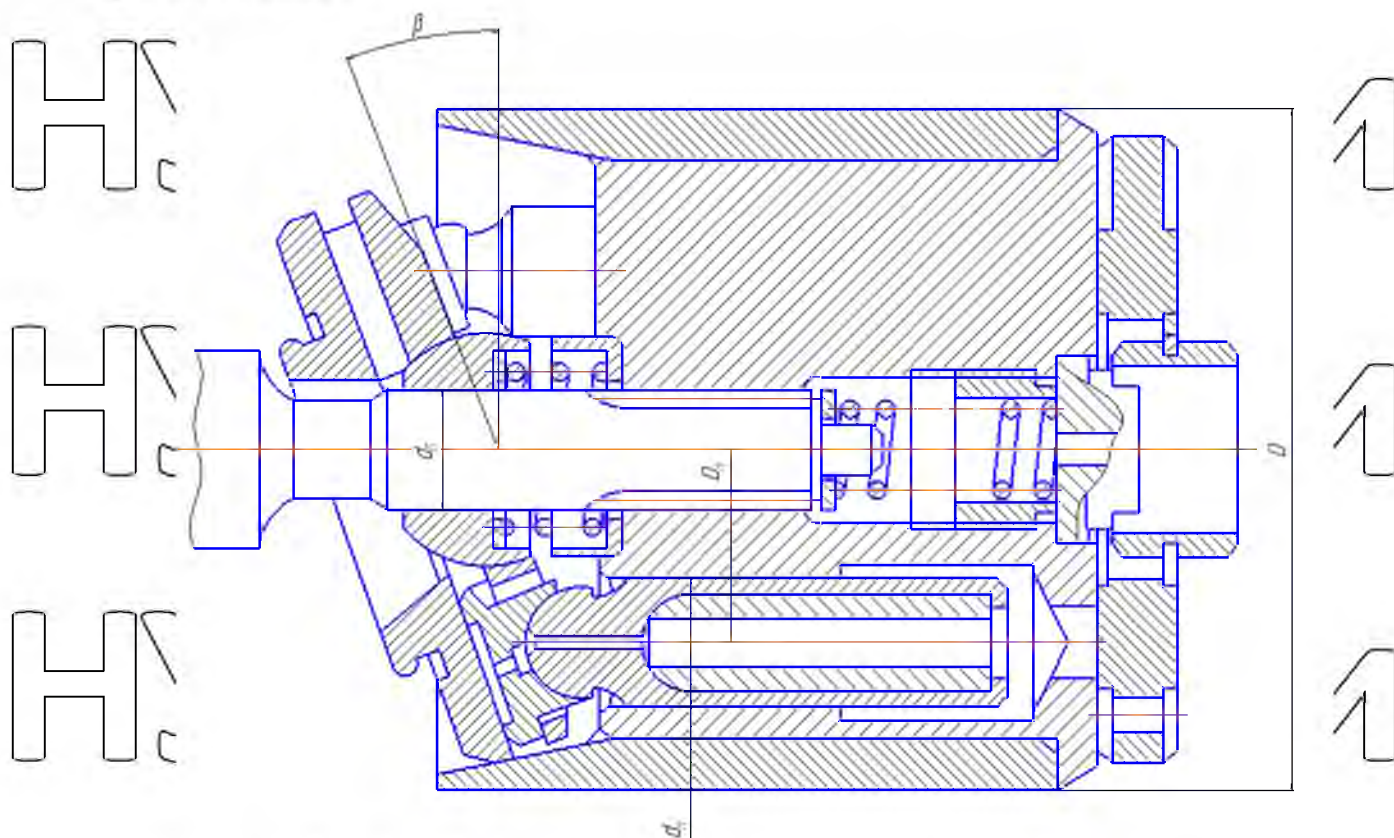


Рис 2.1. Конструкція аксіально-поршневого гідронасоса

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

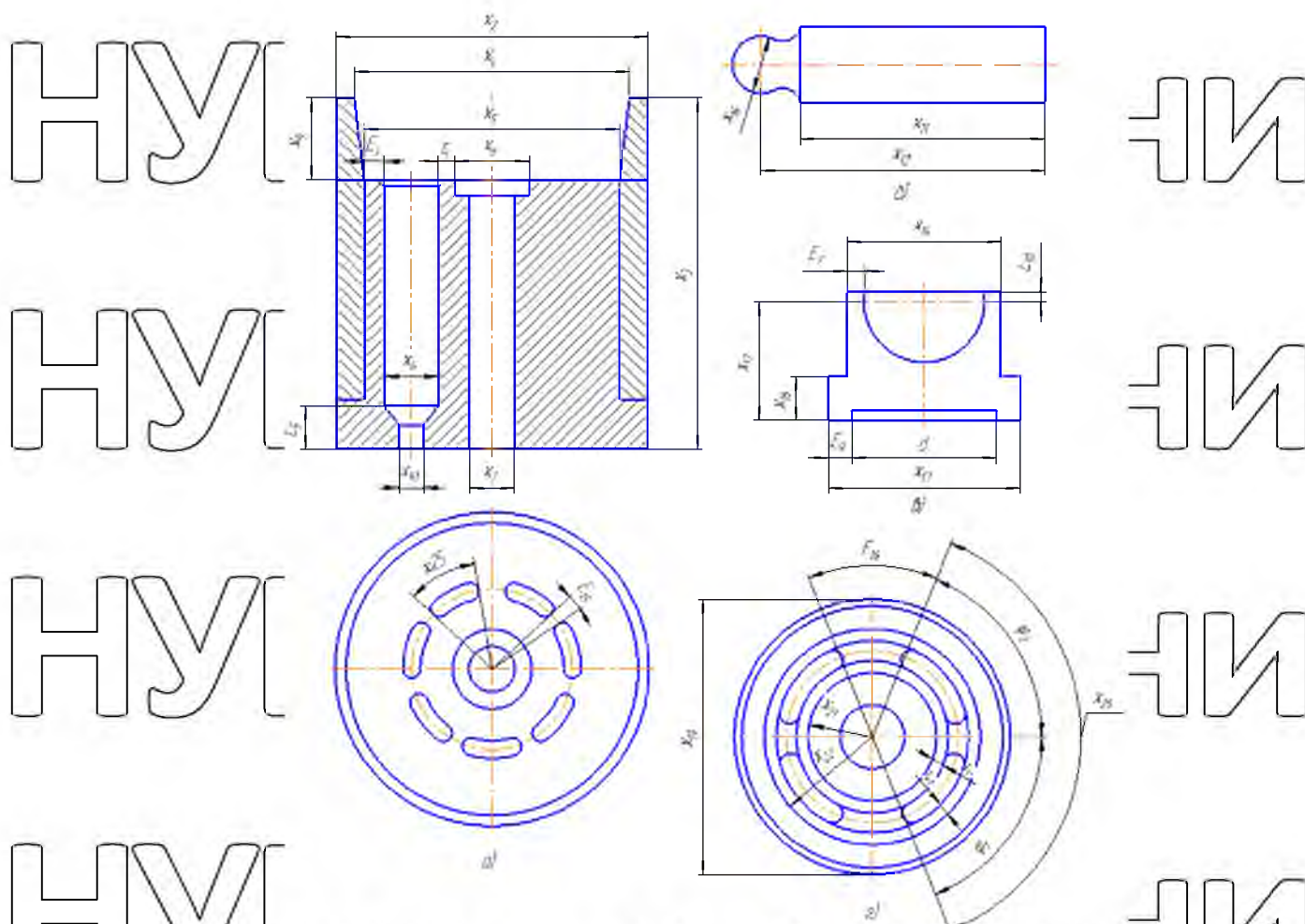


Рис. 2.2. Конструктивні схеми основних деталей аксіально-поршневого гідронасоса: а – блок ротора; б поршень; в – підп'ятник; в – диск розподільника.

Віднесемо всі лінійні розміри до характерного розміру $L_0 = \sqrt[3]{q_T}$, де q_T – робочий об'єм насоса, а кутові виражені в радіанах.

Цільова функція, яка виражає сумарні відносні втрати потужності в качаючому вузлі насоса має вид [29]:

$$\Phi = \sum_{i=1}^6 \phi_i, \quad (2.1)$$

де Φ_1 – відносні механічні втрати потужності в підп'ятниках плунжера; Φ_2 –

відносні об'ємні втрати в підп'ятниках; Φ_3 – відносні механічні втрати

потужності в парі «поршень - втулка», Φ_4 – відносні об'ємні втрати в парі

«поршень - втулка»; Φ_5 – відносні об'ємні втрати в розподільнику; Φ_6 – відносні

механічні втрати потужності в розподільнику.

Розглянемо більш детально параметри, які стосуються деталей пари «поршень-втулка блоку», так як в роботі розглядається вплив структурних параметрів даної пари на роботоздатність аксіально-поршневого гідронасоса.

Із конструкції аксіально-поршневого насоса і безпосередньо із його роботи не важко бачити, що технічний стан, а також геометричні розміри деталей пари «поршень-втулка блоку» обумовлюють як об'ємні втрати робочої рідини параметр Φ_3 , так і механічні параметр Φ_4 .

В роботі [29], автори усереднюють параметри Φ_3 і Φ_4 , призначив при цьому середній зазор t_r в масляному клині пари «поршень-втулка» рівним зазору у цьому спряженні, встановленому технологічними вимогами.

В свою чергу параметри функцій Φ_3 і Φ_4 можна отримати через безрозмірні параметри, які визначаються, в вигляді (всі лінійні розміри віднесені до L_0) [29]:

$$\Phi_3 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \mu_1 \cdot \bar{\mu}_{cp} \cdot L_0}{15 p_0 \cdot z \cdot t_r} \cdot \left(\frac{x_1}{x_6^3} + \frac{2}{\pi \cdot z \cdot x_6^3} + \frac{2 \cdot t_r}{x_6 \cdot L_0} \right), \quad (2.2)$$

$$\Phi_4 = \frac{150 \cdot p_0 \cdot x_6^3 \cdot t_r^3 \cdot z}{L_0^3 \cdot \mu_1 \cdot \bar{\mu}_{cp} \cdot n^2 \cdot \sqrt{x_1 \cdot x_1 + \frac{4}{\pi \cdot z \cdot x_6^2}}}, \quad (2.3)$$

де n - частота обертання вала, x_6^{-1} ,

μ_1 - в'язкість мастила на вході масляного клина;

$\bar{\mu}_{cp}$ - середня в'язкість мастила в парі тертя, ($\bar{\mu}_{cp} = \mu_{cp} / \mu_0$);

z - число поршнів, розміщених в роторі;

t_r - середній зазор в спряженні «поршень-втулка», $мкм.$;

p_0 - робочий тиск насоса, $МПа$;

x_1 - довжина загорання поршня, $мм.$;

x_6 - діаметр поршня $мм.$;

Із виразу (2.2) випливає, що відносні механічні втрати потужності в парі

«поршень-втулка» прямо пропорційно залежать від таких параметрів як: робочий об'єм насоса, частота обертання валу, зазору в спряженні, а також довжини плунжера (та його частина, що постійно знаходиться в контакті з втулкою блоку) при поступово-зворотньому русі та технічного стану робочої рідини (в'язкість).

До основних параметрів, який має обернено-пропорційний вплив слід віднести діаметр поршня, так як з його збільшенням зменшується щитомі навантаження в місцях контакту поршня з втулкою, що і обумовлює зменшення механічних втрат. Але при цьому необхідно врахувати, що геометричні розміри поршня, обумовлюються в цілому геометричними розмірами гідравлічної машини за конструктивними особливостями.

Аналіз виразу (2.3) показує, що суттєвий вплив на об'ємні втрати робочої рідини в гідромашині мають такі структурні параметри, як зазор в спряженні «поршень-втулка блоку», діаметр поршня та його робоча довжина, яка знаходиться постійно в втулці, а також конструктивно-функціональні параметри до яких слід віднести робочий об'єм гідронасоса, тиск робочої рідини в гідронаосі, в'язкість мастила та інші.

Таким чином із вище наведених виразів випливає, що з врахуванням параметрів x_1, \dots, x_{26} , обмежених областю допустимих значень x_7 , математичний образ аксіально-поршневого гідронасоса можна відтворити, забезпечуючи можливість синтезу його оптимальних конструктивних параметрів реальної гідромашини, яка відповідає всім пред'явленим до неї техніко-економічним вимогам.

2.2 Синтез конструктивних параметрів гідронасоса з врахуванням вимог уніфікації

Гідравлічні насоси, як правило, проектуються в вигляді параметричних рядів, які мають різні типорозміри. Являється явним, що при цьому мета проектувальника як можна в більшій степені уніфікувати елементи ряду, створюючи гідрообладнання, яке включає в себе складальні одиниці або деталі,

які будуть загальними для всього ряду або його частині. При цьому окремий гідроагрегат не являється оптимальним до вибраному критерію якості, і необхідно знайти компромісне рішення, яке в найкращому ступені задовольнить даний критерій та вимоги уніфікації. Таке рішення може бути отримане з застосуванням математичного моделювання і методів дослідження операцій.

Розглянемо задачу автоматизованого синтезу оптимальних параметрів конструкції з врахуванням вимог уніфікації на прикладі мінімізації габаритних розмірів аксіально-поршневого гідронасоса.

Будемо вважати, що в результаті рішення оптимізаційної задачі для кожного k -го типорозміру ряду насосів отримано вектор $\bar{X}_k(x_k)$ оптимальних параметрів, які забезпечують мінімум габаритних розмірів, що характеризується відповідним значенням Φ_k критеріальної функції.

При цьому виникає необхідність другого етапу рішення задачі. Із нормального ряду вибираються дискретні значення діаметрів поршнів, які є близькими до $(d_n)_{opt}$, отримані при рішенні задачі з неперервними параметрами, ці значення фіксуються і проводиться оптимізація по іншим параметрам.

Радіальні габаритні розміри, які відповідають оптимальним параметрам при фіксованих значеннях діаметрів поршнів наводяться в табл. 2.1

Таблиця 2.1

Радіальні габаритні розміри, які відповідають оптимальним параметрам

№ типорозміру	Подача насоса $Q, л/хв$	Габаритні розміри при діаметрі плунжера $d_n, мм$		
		14	16	18
1	6	84	92,4	95,1
2	9,45	80,4	90	98
3	15	104	102,5	97,9

Із табл.2.1 випливає, що для насоса з подачею $Q = 6 л/хв$ оптимальним являється значення діаметра поршня $d_n = 14 мм$, а для насоса $Q = 15 л/хв$ діаметр поршня складе $d_n = 18 мм$, так як дані значення діаметрів поршнів забезпечують

мінімальні значення габариту L для відповідних значень Q .

Таким чином із вказаних вище трьох значень (d_n) необхідно вибрати оптимальне одне, яке в цілому найкращим чином відповідає задачі оптимізації,

тобто таке значення (d_n), яке не являючись оптимальним для кожної гідравлічної машини, в середньому забезпечує можливо найменші габаритні розміри групи насосів.

Це типова задача вибору критерію ефективності в діапазоні умов. Під «умовами» в даному випадку розуміється подача насоса (тобто який-небудь рядок в матриці ефективності, наведений в табл. 2.1.), а під варіантом уніфікації

яке-небудь значення діаметра поршня (d_p) (тобто стовбець матриці ефективності). Для вибору стовбцю матриці, який являється рішенням поставленої задачі, складемо вираз комплексного критерію W_i , який дозволяє

оцінити ефективність кожного i -го варіанту:

$$W_i = \sum_{k=1}^n a_k \cdot L_{ik} \quad (2.4)$$

Де a_k - коефіцієнт вагомості критерію, який відповідає k -й умові (подачі насоса);

n - число типорозмірного ряду, який підпадає під уніфікацію;

L_{ik} - габаритний розмір для i -го варіанту при k -ій умові (елемент матриці ефективності).

Коефіцієнт вагомості в кожній конкретній задачі може мати різний фізичний зміст: відносну вартість або вагу k -го типорозмірного ряду, відносну потребу або відносну програму випуску k -го типорозміру. Коефіцієнти вагомості підпорядковуються умові:

$$\sum_{k=1}^n a_k = 1, \quad (2.5)$$

Комплексний показник у вигляді виразу (2.4) має розмірність довжини. В безрозмірній формі він прийме вид:

$$W_i = \sum_{k=1}^n a_k \cdot \sqrt{\frac{L_{ik} - L_{0k}}{L_{0k}}} \quad (2.6.)$$

де L_{0k} – габаритний розмір, який відповідає оптимальному рішенню для k -го типорозмірного ряду.

Показник ефективності в вигляді виразу (2.6) виражає сумарне відносне збільшення габаритних розмірів для групи насосів при їх уніфікації, і є зручний для вибору раціонального розбиття всього типорозмірного ряду на частини, в границях яких доцільна уніфікація. Якщо в задані, що розглядається, вважати коефіцієнти a_k відображенням функції потреби, то кожне значення a_k

визначається за виразом:

$$a_k = \frac{N_k}{\sum_{k=1}^n N_k} \quad (2.7.)$$

де N_k – потреба господарств в виробі k -го типорозміру.

Аналіз функції потреби для вказаних вище типорозмірів насосів показує, що для $Q=6$ л/хв, $a_1=0,7$, для $Q=9,45$ л/хв і $Q=15$ л/хв відповідно $a_2 = a_3 = 0,15$. Використовуючи наведені значення коефіцієнтів ваги і матрицю

ефективності (див. табл. 2.1.), одержимо наступні значення комплексного критерію (2.4.) для оцінки варіантів уніфікації:

$$W_1 = 0,7 \cdot 84 + 0,15(90,4 + 104) = 87,96 \text{ мм};$$

$$W_2 = 0,7 \cdot 92,4 + 0,15(90 + 102,5) = 93,55 \text{ мм};$$

$$W_3 = 0,795,1 + 0,15(98 + 97,9) = 95,95 \text{ мм}.$$

Чисельні значення безрозмірного комплексного критерію (2.6.) визначаються наступним чином:

$$W_1 = \frac{90,4 - 90}{90} + \frac{104 - 97,9}{97,9} \cdot 0,15 = 0,01;$$

$$W_2 = 0,7 \cdot \frac{92,4 - 84}{84} + 0,15 \cdot \frac{102,5 - 97,9}{97,9} = 0,077;$$

$$W_3 = 0,7 \cdot \frac{95,1 - 84}{84} + 0,15 \cdot \frac{98 - 90}{90} = 0,106.$$

Відповідно до отриманих значень обох комплексних критеріїв при уніфікації слід вибрати значення $d_n = 14 \text{ мм}$. При цьому оптимальні параметри уніфікованих насосів визначаються значеннями $x_i - x_n$, що відповідають $d_n = 14 \text{ мм}$.

Таким чином, викладений метод дозволяє обгрунтовано вибрати параметри уніфікованих гідравлічних виробів, які щонайкраще відповідають завданням оптимізації, а також установлювати раціональну «довжину» уніфікованої частини типорозмірного ряду, що дозволяє зрівноважити суперечливі вимоги уніфікації і оптимізації.

Проведено аналітичні розрахунки і наведено графічні залежності для визначення відносних параметрів для аксіально-поршневих гідронасосів від відносного розміру L_0 , для визначення габаритних розмірів (табл.2.2, рис. 2.3), а також для визначення втрат потужності (табл.2.3. рис. 2.4).

Таблиця 2.2.
Розрахункові значення для визначення відносних параметрів (габаритних розмірів насосів) від відносного розміру L_0

№ п/п	Значення показників за отримані за існуючою методикою		Значення показників за запропонованою методикою	
	L/L_0	$L_0 = \sqrt[3]{q_T}, \text{ см}$	L/L_0	$L_0 = \sqrt[3]{q_T}, \text{ см}$
1	3,41	3,0	3,1	3,0
2	2,99	4,0	2,98	4,0
3	3,28	5,0	2,87	5,0
4	3,2	6,0	2,82	6,0
5	3,18	7,0	2,79	7,0
6	3,17	8,0	2,76	8,0
7	3,19	9,0	2,71	9,0

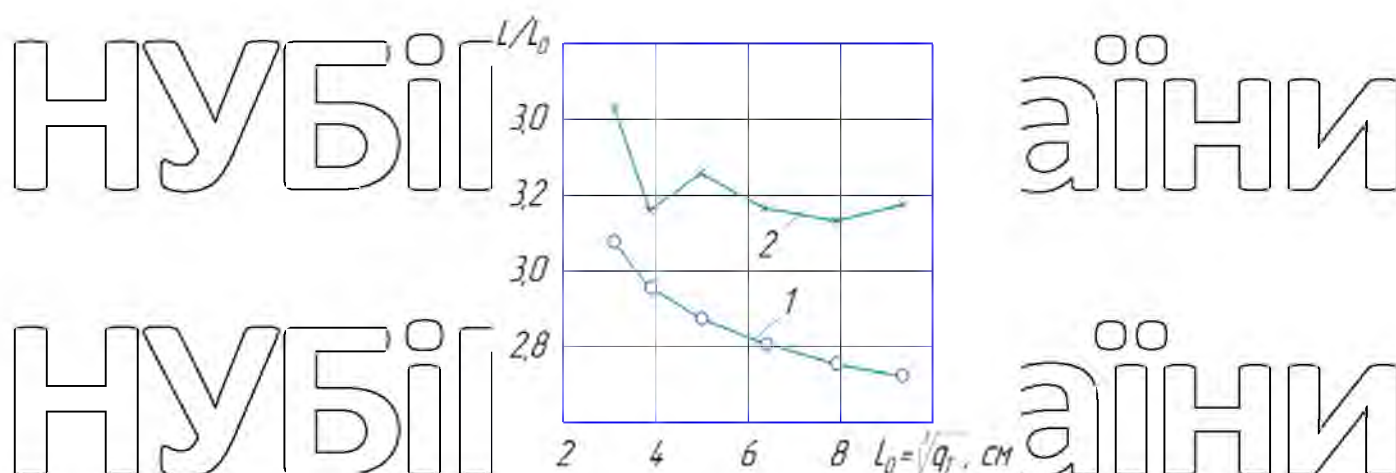


Рис 2.3. Залежність відносних параметрів (габаритних розмірів насосів) від відносного розміру L_0 : 1- проектування за запропонованою методикою; 2- проектування за традиційною методикою.

Отримані графічні залежності показують, що застосування запропонованих методик дозволяє зменшити габаритні розміри на 10... 15%. При цьому необхідно відмітити, що зі збільшенням показника $L_0 = \sqrt[3]{q_T}, \text{ см}$ габаритні розміри проектуємо гідроагрегату оптимізуються в сторону його зменшення, що значно збільшує енергетичну оцінку гідравлічного агрегату.

Таблиця 2.3.

Розрахункові значення для визначення відносних параметрів насосів (втрат потужності) від відносного розміру L_0

№ п/п	Значення показників отримані за існуючою методикою		Значення показників за запропонованою методикою			
	η	$L_0 = \sqrt[3]{q_T}, \text{ см}$	При частоті обертання вала $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$		При частоті обертання вала $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$	
			η	$L_0 = \sqrt[3]{q_T}, \text{ см}$	η	$L_0 = \sqrt[3]{q_T}, \text{ см}$
1	0,048	3,0	0,030	3,0	-	3,0
2	0,054	4,0	0,030	4,0	-	4,0
3	0,041	5,0	0,031	5,0	0,025	5,0
4	0,042	6,0	0,032	6,0	0,026	6,0
5	0,041	7,0	0,033	7,0	0,027	7,0
6	0,040	8,0	0,034	8,0	0,028	8,0
7	0,039	9,0	0,035	9,0	0,030	9,0

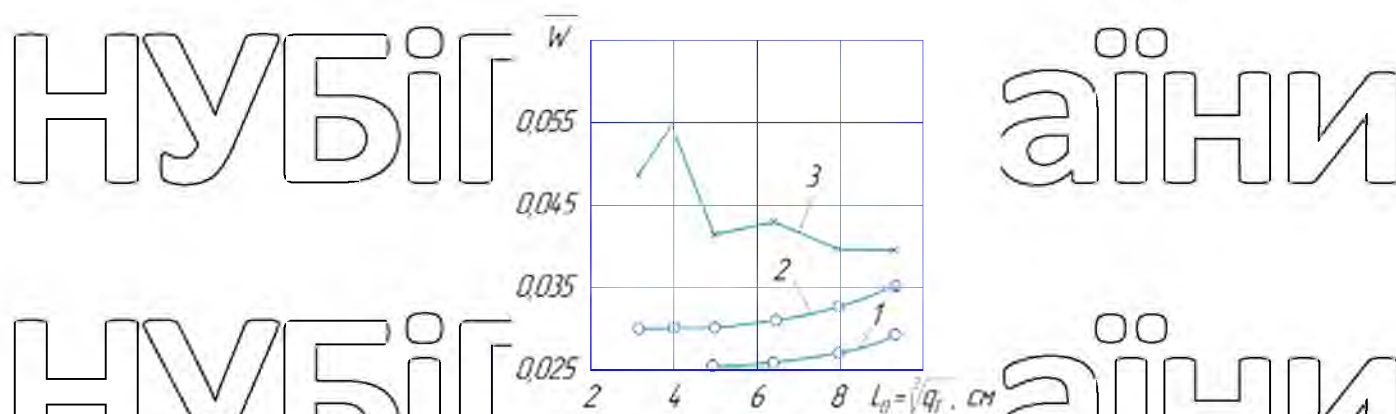


Рис 2.4. Залежність відносних параметрів насосів (втрат потужності) від

відносного розміру L_0 : 1- проектування за запропонованою методикою при

частоті обертання $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$; 2- проектування за традиційною методикою $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$; 3- проектування за традиційною методикою.

Отримані графічні залежності показують, що застосування запропонованих методик для проектування складових аксіально-поршневих

гідронасосів дозволяє

дозволяє зменшити втрати потужності в насосах у порівнянні з досягнутим рівнем на 30...40%.

Проведені дослідження були орієнтовані на врахування конструктивних особливостей і практично не враховувався вплив експлуатаційних факторів. Які обумовлюють в умовах експлуатації зміну структурних і функціональних параметрів гідронасосів і вчасності для пари тертя «втулка-блоку-плунжер».

В зв'язку з цим виникає необхідність дослідити функціональну залежність між зміною структурних парам в з'єднанні «втулка блоку-плунжер» і об'ємними втратами робочої рідини.

2.3. Розгляд взаємозв'язку між зазором в сполученні «втулка блоку-плунжер» і витоками робочої рідини

Дослідження, проведені в першому розділі, показали, що до параметрів технічного стану, які обумовлюють об'ємні втрати і впливають на робоздатність гідроприводу привода трансмісії слід віднести зношування

сполучення «втулка блоку – плунжер»

У цьому випадку нас буде цікавити об'єм витоків робочої рідини, обумовлений зношуванням деталей з'єднання «втулка блоку – плунжер».

Тому для розгляду нашого взаємозв'язку скористаємося вже відомими залежностями, при цьому необхідно враховувати, що зношування втулки й плунжера відбувається нерівномірно [17, 18]. Нерівномірність зношування пояснюється наявністю перекидаючого моменту на п'яті плунжера, який викликає його перекіс у втулці.

Очевидно у зв'язку із цим величина витоків робочої рідини повинна визначатися з врахуванням реального положення плунжера у втулці (рис.2.5.)

[5]:

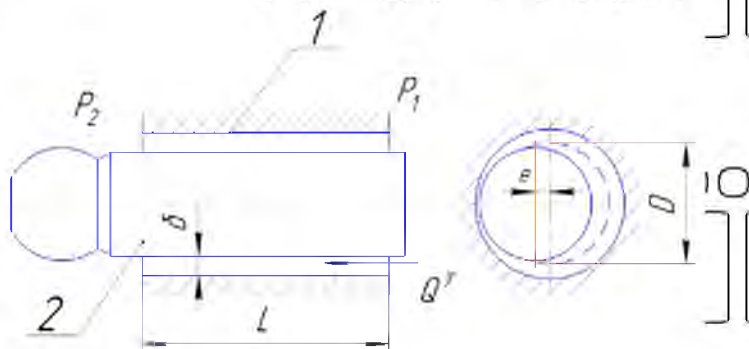


Рис. 2.5. Схема, яка ілюструє ексцентричну щілину, яка виникає із-за прекошу плунжера (2) в втулці (1).

$$Q^y = Q_k^y \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right), \quad (2.8.)$$

де Q_k^y - втрати робочої рідини через радіальний зазор при концентричному розташуванні плунжера, які визначаються за виразом:

$$Q_k^y = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (2.9.)$$

де D - середній діаметр щілини;

ΔP - перепад тиску робочої рідини на розрахунковій ділянці;

δ - номінальний зазор в спряженні

l - довжина ділянки, на якій визначаються витрати робочої рідини.

ε - відносний ексцентриситет, який дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta}, \quad (2.10)$$

e - величина зміщення осі плунжера, відносно вісі втулки.

З врахуванням викладеного при максимальному ексцентриситеті величина

витоків визначається за наступним виразом:

$$Q^y = 2,5 \cdot Q_k^y, \quad (2.11)$$

Підставивши у вираз (2.11) значення Q_k^y з (2.9) одержимо вираз для

визначення витоків робочої рідини у сполученні «втулка блоку – плунжер»:

$$Q^y = \frac{2,5\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (2.12)$$

У виразі (2.12) витоків робочої рідини визначаються для одного спряження.

Коли качаючий вузол аксіально-поршневого гідронасоса містить у собі дев'ять

плунжерів, при цьому п'ять плунжерів працюють у магістралі високого тиску

$\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$, а чотири в магістралі низького тиску $\Delta P_2 = 1,45 \text{ МПа}$.

$$Q^y = \frac{2,5\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho} \cdot (\Delta P_1 \cdot z_1 + \Delta P_2 \cdot z_2), \quad (2.13)$$

де ΔP_1 - тиск робочої рідини у магістралі високого тиску;

ΔP_2 - тиск робочої рідини у магістралі низького тиску;

Розрахунок витрат робочої рідини в залежності від зазору в спряженні

«втулка блоку-плунжер» проводився за наступними даними: діаметр спряження

$D = 0,02 \text{ м}$; зазор в спряженні $\delta = 0 \dots 60 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; довжина ділянки, на якій

визначаються витрати робочої рідини $l = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, перепад тиску робочої рідини

між магістраллю високого тиску і магістраллю низького тиску

$\Delta P_1 = 3,5; 15,0; 21,0 \cdot 10^{-7} \text{ Н / м}$; перепад тиску робочої рідини між магістраллю

низького тиску і дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 0,14 \cdot 10^{-7} \text{ Н / м}$; число плунжерів

в магістралі високого тиску $z_1 = 5$, число плунжерів в магістралі низького тиску

$\xi = 4$; щільність робочої рідини $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Результати розрахунків зведено в таблицю 2.4. і представлені графічно на рис. 2.6.

Таблиця 2.4.

Значення розрахункових сумарних витрат робочої рідини, обумовлених зазором в спряженні «втулка блоку-плунжер»

Значення зазору δ , мм	Витрати робочої рідини в Q^y , $\text{см}^3/\text{с}$ для наступних значень $\Delta P_1, \Delta P_2$		
	$\Delta P_1 = 3,5 \text{ МПа}$ $\Delta P_2 = 1,40 \text{ МПа}$	$\Delta P_1 = 5,0 \text{ МПа}$ $\Delta P_2 = 1,40 \text{ МПа}$	$\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$ $\Delta P_2 = 1,40 \text{ МПа}$
10	0,59	2,47	3,45
20	4,72	19,80	27,60
30	15,93	66,70	93,20
40	37,80	158,10	221,00
50	73,80	308,00	431,20
60	127,40	533,50	745,20

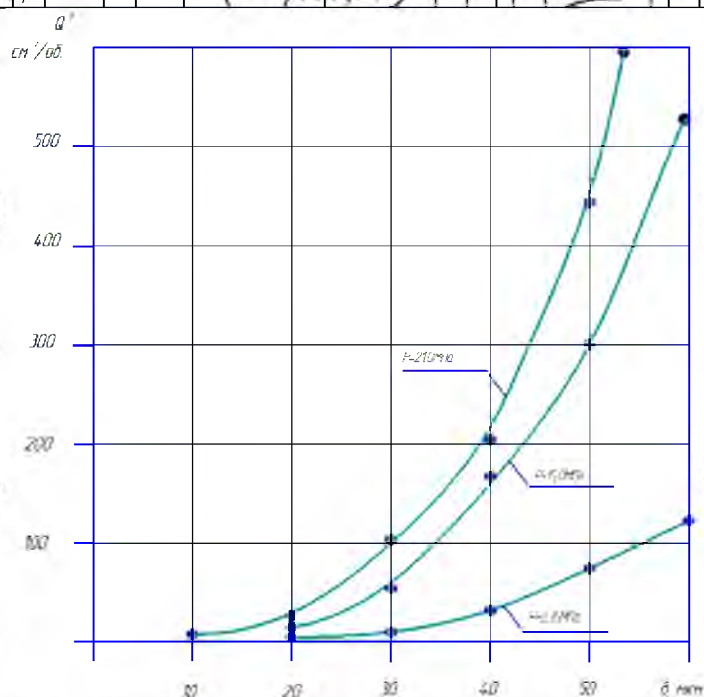


Рис. 2.6. Залежність витоків робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер»

Аналіз отриманих результатів показує, що при значеннях зазору в парі

тертя «втулка блоку – плунжер», рівному 40 мкм, витоків робочої рідини наближаються до граничних значень ($225 \text{ см}^3/\text{с}$) і становлять $221 \text{ см}^3/\text{с}$. Однак для одержання точної оцінки граничного значення зазору, а також визначення частки витоків робочої рідини, яка обумовлюється зношуванням деталей спряження «втулка блоку – плунжер», необхідно провести експериментальне дослідження взаємозв'язку між зазором і витокими робочої рідини, а також визначити динаміку зазору.

Таким чином проведені теоретичні дослідження взаємозв'язку між зазором спряження «втулка блоку – плунжер» і витокими робочої рідини дозволяють зробити наступні висновки:

1. У якості структурного параметра технічного стану деталей спряження «втулка блоку – плунжер» слід вважати середнє значення зазору (δ) оскільки плунжер розташовується у втулці з перекосом і обумовлює нерівномірне зношування втулки.

2. Для одержання точної оцінки граничного значення зазору і частки витоків робочої рідини, яка обумовлюється зношуванням деталей спряження «втулка блоку – плунжер» необхідно провести експериментальне дослідження взаємозв'язку між зазором і витокими робочої рідини, а також визначити динаміку зазору.

2.4 Дослідження впливу механічних втрат в плунжерній парі на роботоздатність гідроприводу

У підрозділі 2.2. при розгляді задач автоматизованого синтезу оптимальних параметрів конструкції гідроагрегату, на прикладі мінімізації габаритних розмірів аксіально-поршневого гідронасоса та механічних втрат, впливає, що механічні втрати гідроприводу обумовлюються технічним станом наступних з'єднань: «п'ята плунжера - опора люльки»; «втулка блоку-плунжер».

Тоді до структурних параметрів, які впливають на механічні втрати аксіально-поршневого гідронасоса, слід віднести зношування деталей у спряженнях: «кільцева опора п'яти - опора люльки» (для гідронасоса) і «втулка

блоку-плунжер».

Розглянемо робочу гіпотезу про те, що зношування кільцеві опори обумовлює механічні втраги, які впливають на работоздатність гідроприводу.

Проведемо попередній аналіз технічного стану кільцевої опори п'яти в умовах експлуатації на якісному рівні рис.2.7., а також розглянемо умови роботи плунжерної пари.



Рис.2.7. Загальний вид зношення п'яти

На рис 2.7 наведено загальний вид п'яти плунжера аксіально-поршневого гідронасосу, який потрапив до ремонту. На якому чітко проявляються риски, обумовлені гідроабразивним спрацюванням кільцевої опори і як наслідок цього зношення сліди зм'яття кільцевої опори в результаті порушення роботи гідростатичного підшипника. Такий стан справи обумовлюється тим, що у процесі роботи плунжерної пари її деталі сприймають суттєві навантаження від дії основних сил, які схематично представлені на рис.2.8.

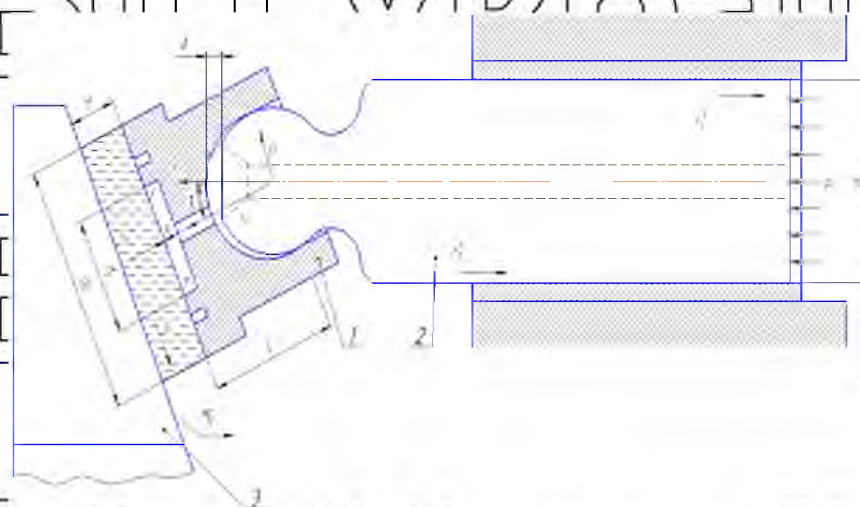


Рис. 2.8 – Схема роботи гідростатичної врівноваженої опори. 1 – п'ята плунжера, 2 – плунжер, 3 – похила шайба, 4 – втулка.

Розглянемо сили, які діють на плунжер, п'яту і втулку блока в відповідності до (рис.2.8.):

$F_{ж}$ - сила обумовлена дією робочої рідини на торець плунжера (розкладається на його сферичній опорі на силу, яка притискає п'яту плунжера до похилої шайби F_1 і тангенціальну силу F_2 , яка обумовлює крутний момент блоку);

F_p - сила, що відтискає п'яту плунжера від похилої шайби (або люльки гідронасоса) і забезпечує гідростатичну опору п'яти плунжера на похилу поверхню похилої шайби.;

F_T - сила тертя в спряженні «кільцева опора п'яти - опора люльки» (для гідронасоса);

F_T^E - сила тертя сила тертя в спряженні «втулка блоку – плунжер»;

F_u, F_{ω} - інерційна і відцентрова сила, що діють на плунжер, п'яту, сепаратор;

F_c - сила дії пружин на сепаратор для фіксації п'яти плунжера.

Вплив інерційних F_u й відцентрових сил F_{ω} на плунжер не значне і становить приблизно 2% від діючої сили [17]. Крім того сили F_{ω} і F_u взаємно компенсуються із силою F_c , яка створюється пружинами сепаратора.

Є очевидним, що механічні втрати будуть залежати від сил тертя F_T і F_T^E у спряженні «кільцева опора п'яти - опора люльки», а також «втулка блоку – плунжер».

При номінальному технічному стані п'яти між парами тертя має місце режим рідинного змащення, що забезпечує відсутність безпосереднього контакту металевих поверхонь. У цьому випадку сила тертя F_T не залежить від стану поверхонь тертя, а визначається лише внутрішніми властивостями змащення [20].

$$F_T = -\tau \cdot s \frac{\omega}{H}, \quad (2.14.)$$

де τ - динамічна в'язкість рідини;
 S - площа поверхонь тертя;
 ω - швидкість переміщення пар тертя;
 H - товщина шару робочої рідини.

Однак у процесі експлуатації гідроприводу разом з робочою рідиною до деталей, які працюють в спряженнях «кільцева опора п'яти - похила шайба» «кільцева опора п'яти - опора люльки» попадають абразивні частки різних розмірів, які втискаються в більш м'яку поверхню латунної або бронзової п'яти, утворюючи гідроабразивні канали різної глибини та профілю.

Наявність даних каналів приводить до перерозподілу потоку робочої рідини у гідростатичному підшипнику, порушує його аксіальну жорсткість і створює передумови до виникнення непаралельності між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки або похилої шайби.

Непаралельність поверхонь деталей в спряженні «кільцева опора п'яти- опора люльки», в процесі експлуатації, приводить до виникнення умов граничного змащення, коли деякі ділянки робочих поверхонь деталей спряження мають металевий контакт.

В умовах граничного змащення силу тертя можна розглядати, як силу сухого тертя на вершинах нерівностей і рідинного в порожинах, утворених профілем торцевої поверхні кільцевої опори [20]:

$$F_T = f \cdot \left(P \cdot S_T + \tau \frac{\omega}{H} \cdot S_M \right), \quad (2.15.)$$

де f - коефіцієнт тертя для граничних умов;

S_T - площа, на якій здійснюється контакт твердих тіл;

H - товщина шару мастила в каналах, які утворюються в результаті зношування;

S_M - площа, на якій відбувається зрушення шарів мастила.

Подальше зношування кільцевої опори п'яти плунжера завершується переходом від умов граничного тертя до збільшення площі сухого контакту між

поверхнями тертя

$$F_T = \varphi \cdot F_1, \quad (2.16.)$$

де φ - коефіцієнт сухого тертя;

F_1 - сила, яка притискає п'яту плунжера до поверхні тертя.

Зміна умов роботи деталей в з'єднанні приводить до збільшення сили тертя і проявляється порушенням теплового режиму їх роботи.

Зростання температурного режиму роботи деталей в з'єднаннях «кільцева опора п'яти - опора люльки» для аксіально-поршневого гідронасоса, і «кільцева

опора п'яти - похила шайба» для гідронасоса, в залишковому підсумку приводить

до повного змінання кільцевої опори п'яти з наступним завальцюванням

вихідного її каналу, який забезпечує підвід робочої рідини під п'яту і в цілому роботу гідростатичного підшипника (рис.2.9,2.10).



Рис.2.9. Загальний вид зношення п'яти плунжера



Рис.2.10. Певне зношення кільцевої опори п'яти з завальцюванням отвору гідростатичного підшипника.

Робота деталей з'єднання в таких умовах супроводжується різким збільшенням перекидаючого моменту M_{Π} , який визначається за виразом

$$M_{\Pi} = F_T \cdot l \quad (2.17)$$

де M_{Π} - момент сил, направлений на перекидання плунжера;

l - висота центра сферичної опори плунжера.

Збільшення перекидаючого моменту є основною причиною, яка приводить до руйнування заробки п'яти плунжера (рис 2.11). Вирив п'яти із заробки плунжера приводить до раптової аварійної відмови, тому що безпосередній контакт сферичної поверхні плунжера з похилою шайбою приводить до скопцювання металів, яке обумовлює заклинювання качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини.



Рис 2.11. Вирив п'яти із заробки плунжера

Таким чином, розглянутий взаємозв'язок між зношуванням кільцевої опори п'яти і роботоздатністю гідроприводу, показує, що він приводить до порушення роботи гідростатичного підшипника в з'єднанні, яке обумовлює зростання сил тертя, зміну температурного режиму, що в процесі експлуатації приводить до механічних втрат в агрегатах, значних структурних змін геометрії кільцевої опори п'яти та завершується аварійною відмовою в результаті заклинювання плунжера в втулці блоку.

Для підтвердження даної робочої гіпотези виникає необхідність проведення експериментальних досліджень, які дозволяють визначити

взаємозв'язок між технічним станом кільцевої опори п'яти і температурним режимом роботи з'єднання

Водночас проведені дослідження показали, що одним із заходів, які дозволяють уникнути аварійної відмови, обумовленої зношенням кільцевої опори п'яти і заклинюванням плунжера в втулці, являється зменшення сил тертя в контакті плунжера зі втулкою в момент його перекосу, та тривалості даного контакту. Це можливо зробити за рахунок конструктивних змін втулки блока, що дозволить зменшити дію сил в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекосі за рахунок гасіння вібраційних навантажень та поглинання ударних застосуванням в конструкції втулки пружньо-демпфуючий елементів.

Із проведених досліджень випливає, що наявність тангенціальних сил, які виникають при ковзанні п'яти по опорі при обертанні блока, обумовлює «перекошення» плунжера в втулці, що приводить до характерного зношення деталей і обумовлює зростання механічних та об'ємних втрат, а в подальшому може привести до заклинювання плунжера в втулці і як правило аварійної відмови.

Для запобігання даного відказу рекомендується провести конструктивну зміну втулки блока, яка дозволить зменшити дію сил в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекосі за рахунок гасіння вібраційних навантажень та поглинання ударних.

Запропонована конструкція втулки наводиться на рис. 2.12.

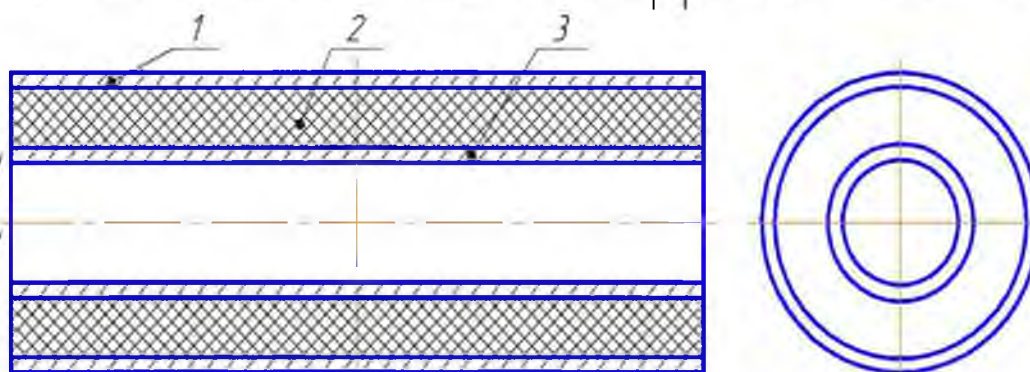


Рис. 2.12. Конструкція втулки блока: 1 – зовнішня втулка; 2 – пружнодемпфуючий елемент; 3 – внутрішня втулка

Втулка складається з зовнішньої 1 і внутрішньої 3 втулок, які з'єднуються

між собою пружньо-демпфуючим елементом 2.

Запропонована конструкція втулки працює наступним чином. При перекосі плунжера в точках дотику його з втулкою виникають сили тертя, які зростають за рахунок збільшення перекидного моменту, який обумовлюється тангенціальними силами, що виникають при ковзанні п'яти по опорі при обертанні блока. Зростання сил тертя між плунжером і втулкою приводить до збільшення пульсації робочої рідини і як наслідок вібраційних навантажень. Для гасіння останніх між внутрішньою 3 і зовнішньою 1 втулками розміщується пружньо-демпфуючий елемент 2, який деформується і поглинає енергію хвиль.

Крім того за рахунок демпфірування зменшується тривалість контакту між втулкою і плунжером коли вони знаходяться в зоні максимальних тангенціальних сил, що значно покращує умови роботи деталей спряження, підвищує надійність агрегатів і запобігає зменшенню кількості аварійних відмов.

Аналітично проведені дослідження впливу зношування кільцевої опори п'яти плунжера на працездатність гідроприводу, за рахунок росту механічних втрат, дозволяють зробити наступні висновки:

1. Аналіз сил, що діють на п'яти і плунжер, а також технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера, показав, що ріст її зношування порушує аксіальну жорсткість гідростатичного підшипника і супроводжується непаралельністю між поверхнями тертя, що призводить до зміни умов роботи з'єднання, переходом від рідинного тертя через граничне до сухого і завершується аварійною відмовою через виривши а п'яти із заклинення плунжера.

2. Зменшення кількості аварійних відмов, обумовлених заклинюванням плунжера в втулку блока, можливе за рахунок конструктивних змін втулки блока, що дозволить зменшити дію сил в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекосі за рахунок гасіння вібраційних навантажень та поглинання ударних.

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В відповідності з поставленими задачами програма експериментальних

досліджень включас наступне:

1. Провести дослідження з виявлення характеру та величини зношення деталей в спряженнях плунжерної пари: «втулка блоку-плунжер», «кільцева опора п'яти плунжера-похила шайба».

2. Експериментально визначити вплив зношення деталей в плунжерній парі качаючого вузла аксіально-поршневого гідронасоса на його об'ємні і механічні втрати.

3. З врахуванням результатів аналітичних та експериментальних досліджень обґрунтувати конструктивні проектні рішення для деталей плунжерної пари аксіально-поршневого гідронасоса.

3.1. Методика визначення характеру і динаміки зношення деталей плунжерної пари

Раніше відмічалось, що структурні зміни параметрів технічного стану деталей в плунжерній парі характеризуються зношенням робочих поверхонь в спряженнях: «втулка блоку-плунжер», «кільцева опора п'яти плунжера-похила шайба».

Оцінка характеру і значень зношення з'єднань «втулка блока – плунжер», «кільцева опора п'яти – похила шайба») виконується при безпосередньому їх візуальному огляді, фотографуванням робочих поверхонь, вимірюванням по наступним методикам.

Вид зношення деталей плунжерної пари визначається візуально.

Зношення деталей з'єднання «втулка блока-плунжер» виконується визначенням дійсних розмірів деталей.

Плунжери вимірюються в чотирьох перерізах і в двох взаємно перпендикулярних площинах (рис. 3.1,а)) ричажною скобою *CP-25* ДСТУ 11098-2005 з ціною поділки - 0,002мм.

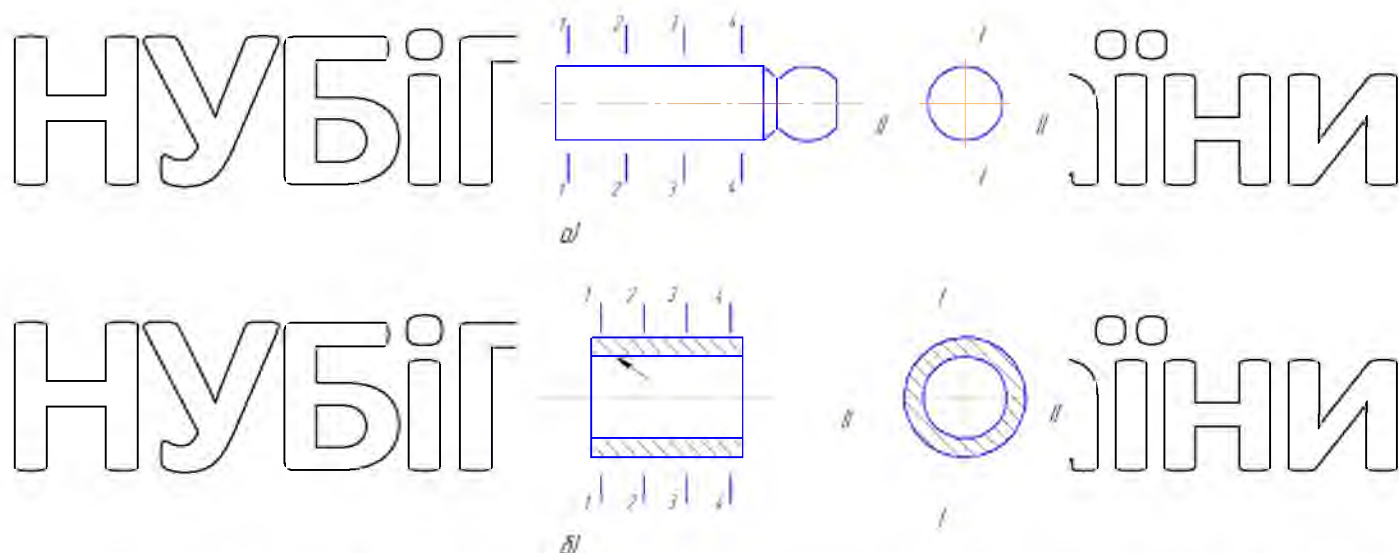


Рис. 3.1. Схема вимірювання деталей сопряження «втулка блоку – плунжер»: а) – плунжер; б) – втулка

Вимірювання втулок проводиться в чотирьох перерізах і в двох взаємно перпендикулярних площинах (рис. 3.1, б)) нутромірм *НІ 18 – 50* ДСТУ 9244-2005 з ціною ділення – 0,001 мм.

Зношення висоти кільцевої опори п'яти плунжера визначається мікрометричним глибиномірм типу *ГМ – 100* ДСТУ 7470 – 2008 з ціною поділки – 0,01 мм (рис. 3.2). Стержень глибиноміра встановлюється в центральній частині п'яти, яка не має зношення, що дає можливість виявити дійсну висоту кільцевої опори. Вимірювання проводиться в двох взаємно перпендикулярних площинах, а отримані результати вимірювань розраховуються в вигляді середнього значення.

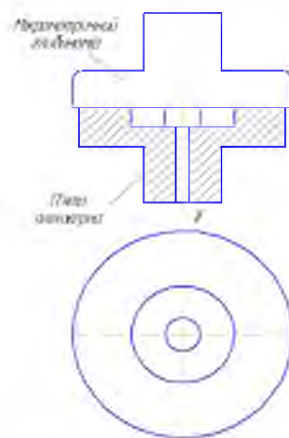


Рис. 3.2. Схема заміру висоти кільцевої опори п'яти плунжера

Зношення кільцевої опори по висоті визначається із виразу:

$$h_z = h_{ном} - h_{сд}, \quad (3.1.)$$

де h_z – зношення кільцевої опори по висоті, мм;

$h_{ном}$ – номінальна висота кільцевої опори, мм;

$h_{сд}$ – середня дійсна висота кільцевої опори, мм.

Обробка результатів вимірювань проводиться в відповідності з методами математичної статистики та теорії ймовірностей.

3.2. Експериментальна установка і вимірювальна апаратура, які використовуються при виконанні лабораторних досліджень

Для експериментального дослідження функціональних залежностей між зміною структурних параметрів технічного стану деталей плунжерної пари качаючого вузла аксіально-поршневого гідронасоса і його об'ємними та механічними втратами необхідне проведення лабораторних досліджень, що обумовлюється складністю конструкції гідроагрегатів, а також умовами їх роботи.

На сьогоднішній день промисловістю не випускаються стенди для виконання операцій з обкатки та випробовування аксіально-поршневих гідромашин. В зв'язку з цим виникає необхідність розробити експериментальну установку, яка змогла б забезпечити проведення робіт дослідницького характеру, які дають можливість виявляти функціональні залежності між основними параметрами технічного стану гідроагрегатів. Нами розроблена експериментальна установка, гідравлічна схема якої наводиться на рис. 3.3., а загальний вид представлено на рис. 3.4.

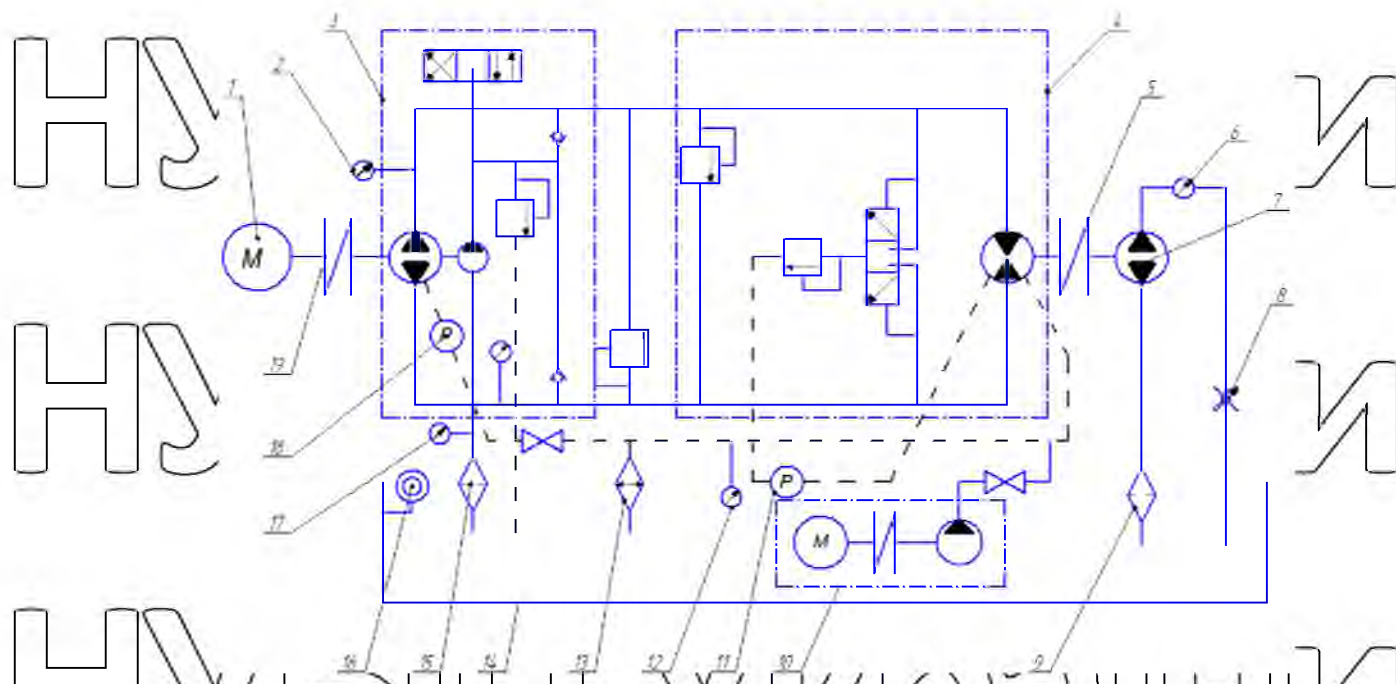


Рис.3.3. Гідравлічна схема станда: 1-електродвигун; 2,6,12,17- манометри;

3- гідронасос; 4,7- гідромотори; 5,19- муфта; 8- дросель; 9,15-

фільтри;10- підкачуюча станція; 11,18 – витратоміри; 13 – теплообмінник;14-

бак; 16 – термометр



Рис.3.4. Комплексний стенд для експериментальних досліджень гідроприводу трансмісії: 1 – електродвигун; 2 – гідронасос; 3 – гідромотор; 4 – бак; 5 – насосна станція; 6 – манометр заміру тиску в магістралі підпитки; 7 – манометр заміру

тиску в дренажній магістралі; 8 - манометр заміру тиску в нагнітальній магістралі.

Основним агрегатом стенда є серійний зразок гідравлічної трансмісії (ГСТ-90), який складається з експериментального аксіально-плунжерного гідронасосу і аксіально-плунжерного гідромотора.

Привод гідронасоса здійснюється машиною балансірною АКБ-82-4 потужністю 55 кВт , частота обертання якої регулюється рідинним реостатом і діапазоні від 600 хв^{-1} до 1500 хв^{-1} .

Приладова частина, що включає в себе манометри, для контролю тиску, витратоміри для вимірювання втрати робочої рідини, термометр для визначення температури робочої рідини.

Принцип дії стенду заключається в наступному. Електродвигун 1 через з'єднувальну муфту 19 приводить в дію експериментальний аксіально-плунжерний регульований гідронасос 3, який в свою чергу приводить в дію аксіально-плунжерний нерегульований гідромотор. Вал гідромотору 4 з'єднаний через муфту 5 з гальмівним пристроєм, що служить для навантаження гідроприводу в цілому і цим самим створювати різноманітні навантажувальні характеристики.

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

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

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

водою.

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

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

Для зняття характеристик служить приладова частина стенду. Для вимірювання тиску в нагнітаючій магістралі служить манометр 7, тиск в дренажній магістралі контролюється манометром 12, тиск в магістралі гальмівного пристрою контролюється манометром 6, розрідження в забірній магістралі насоса підживлення – за допомогою вакуумметра 15.

Для визначення сумарних витрат робочої рідини гідроприводу служать витратоміри 11 і 18. При чому витратомір 11 служить для вимірювання витрати рідини через перепускний клапан клапанної коробки основного гідромотора 4, витратомір 18 призначений для вимірювання сумарної витрати рідини в дренажній магістралі. Різниця показань витратомірів 18 і 11 відповідно, вказує на витрати робочої рідини через спряження деталей гідроприводу температура робочої рідини контролюється за допомогою термометра 16.

Розроблена конструкція забезпечує безступеневе гальмування агрегатів, які досліджуються, завдяки технологічному гідромотору, що повноцінно імітує навантаження в відповідності з експлуатаційними режимами роботи гідравлічної трансмісії, а також по робочому об'єму гідромотора можна визначати подачу основного насоса з врахуванням частоти обертання валів. Тобто гідромотор виконує функції лічильника рідини.

Основні параметри і характеристики розробленої конструкції стенду для випробування і обкатки об'ємних гідромашин представлені в табл.3.1.

Таблиця 3.1.

Технічна характеристика контрольно-вимірювальних приладів стенду

№ п/п	Найменування приладу	Клас точності	Межа вимірювання	Призначення приладу
1	Манометр МОШ 1 – 400 (ДСТУ 86 25-07)	0,15 МПа	0...40,0 МПа	Вимірювання тиску навантаження
2	Манометр МОШ-1 – 25 (ДСТУ 86 25-07)	0,15 МПа	0...1,6 МПа	Вимірювання тиску в магістралі підживлення та магістралі низького тиску
3	Лічильник рідини ШЖУ – 40С – 6 (ДСТУ 12671-01)	0,5 м ³ /год	По витраті 1,8...18 м ³ /год	Вимірювання кількості робочої рідини в дренажній магістралі
4	Лічильник рідини ШЖУ – 25М – 16 (ДСТУ 12671-01)	0,5 м ³ /год	По витраті 1,8...18 м ³ /год	Вимірювання кількості робочої рідини в магістралі низького тиску
5	Електронний лічильник обертів ЕСО – 5	±1 оберт	0...99 999	Відлік обертів валу насоса і мотора
6	Манометричний термометр ТПП2 – В	4°С	0...125°С	Контроль температури робочої рідини

3.3. Методика визначення впливу зношення кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»

Із аналізу технічного стану аксіально-поршневого гідромашин встановлено, що в процесі експлуатації проходить зношення кільцевої п'яти плунжера.

При цьому проведені аналітичні дослідження в підрозділі 2.4. показали, що спрацювання кільцевої опори п'яти плунжера впливає на механічні втрати і приводить до зміни умов роботи деталей спряження (переходу від рідинного тертя до сухого), що супроводжується порушенням теплового режиму роботи пари тертя.

Для експериментального підтвердження видвинутої робочої гіпотези, яка

являється результатом аналітичних досліджень, першочергово підбиралися плунжера з п'ятами, які мали різне зношення кільцевої опори.

Враховуючи те, що робоча гіпотеза базується на нерівномірному зношенні кільцевої опори по висоті, п'яти підбиралися з зношенням кільцевої опори на якісному рівні. Для отримання більш широкого діапазону зношення п'яти на п'ятах усували кільцеву опору за допомогою шліфування.

Крім того, підготовлювався комплект плунжерів у яких крім повної відсутності кільцевої опори були завальцовані отвори гідростатичного підпору.

Це було обумовлено тим, що у вирваних п'ят із заробки плунжера при аварійній відмові наблидається така картина.

Дослідження проводяться на установці, представленій на рис. 3.4. Температурний режим роботи спряження «кільцева опора п'яти-похила шайба» при зношеній кільцевій опорі визначається за допомогою установки термопар ХК ДСТУ 7164-2001, які працюють при надмірному тиску. Термопари підключали до потенціометру КСП-4.

Робочий спай термопар розміщується на відстані 1,5...2 мм від робочої поверхні похилої шайби, безпосередньо поблизу з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» для визначення температури робочої рідини при роботі пари тертя, в корпусі гідромотора в районі фіксації похилої шайби (див. рис. 3.5).

Таке розміщення термопар дозволяє контролювати температурний режим роботи спряження, температуру робочої рідини в зоні роботи пар тертя, а також температуру корпусу гідромотора. Дослідження проводилися при номінальному тиску робочої рідини $P_n = 21,0 \text{ МПа}$.

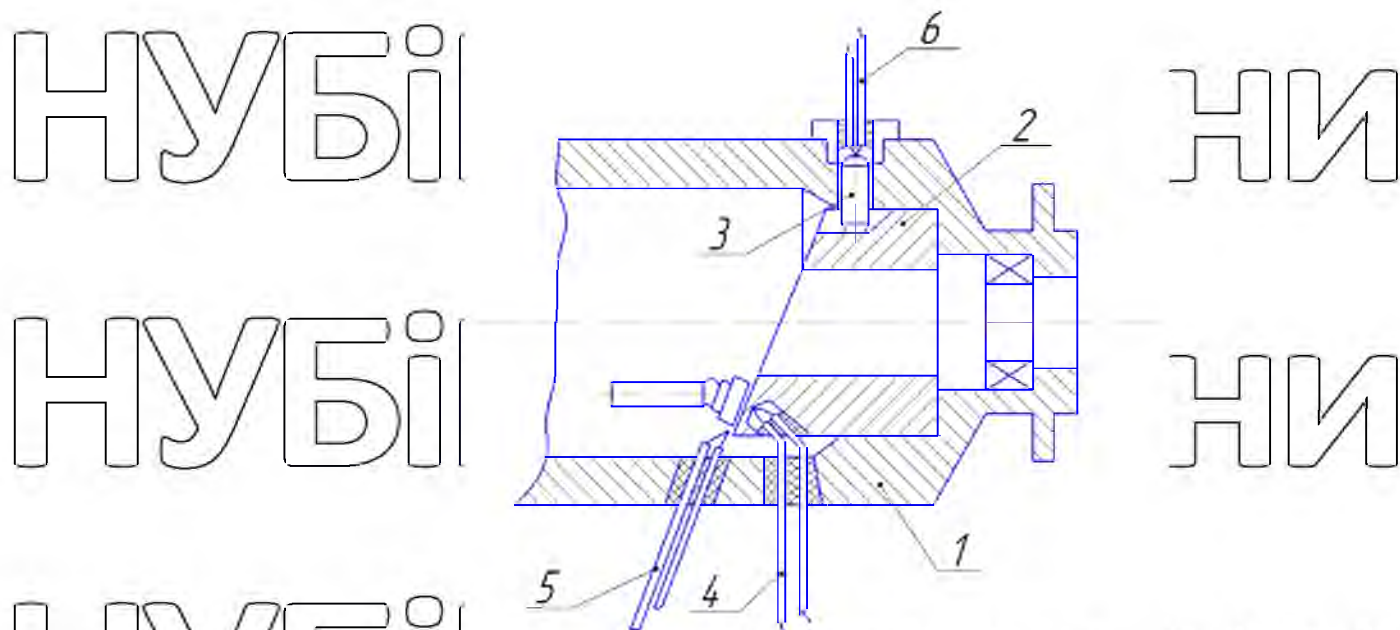


Рис. 3.5. Схема установки термодпар в гідромоторі: 1 – корпус гідромотора, 2 – похила шайба, 3 – штифт фіксації похилої шайби, 4 – термодпара, яка контролює температуру в спряженні; 5 – термодпара, яка контролює температуру робочої рідини в зоні пари тертя, 6 – термодпара, яка контролює температуру корпусу гідромотора.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1. Характер і величини зношення деталей плунжерної пари аксіально-поршневого гідронасоса

Існуючі теоретичні дослідження вказують на те, що зношення деталей з'єднань качаючого вузла суттєво знижують працездатність гідронасосу і гідроприводу в цілому. В зв'язку з цим дослідження характеру і виду зношення деталей плунжерної пари качаючого вузла гідроагрегату є важливим етапом при проведенні експериментальних досліджень.

Для деталей гідроприводу характерні наступні види зношення: схватування металевих поверхонь, зношення при фретінгу, гідрообразивні зношення, контактне стомлення, спрацювання по механізму дисперсних плівок і вторинних структур, які виникають на поверхні тертя, мікроцарапання в результаті мікронерівностей контртіл та ін.

Кожний із видів зношення має свою фізичну основу, яка обумовлюється конструктивними рішеннями, умовами експлуатації (швидкість ковзання, контактні навантаження), а також фізико – механічними властивостями робочих поверхонь деталей.

Визначення характеру і величини зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер» являється важливим етапом, так як ряд авторів вважають, що технічний стан качаючого вузла гідромашин може бути оцінений за допомогою такого параметру, як зазор в парі тертя «втулка блока – плунжер», який обумовлює значні об'ємні витрати в качаючому вузлі насоса, що впливає на об'ємний ККД гідроприводу в цілому, а також на систему керування робочим об'ємом для регульованих аксіально-поршневих гідромашин.

Плунжер (матеріал Сталь *ШХ-15СГ* ДСТУ 801-2008 твердість 52...56HRC) зношується по діаметру 20мм. Характер зношення плунжера представлено на рис. 4.1.

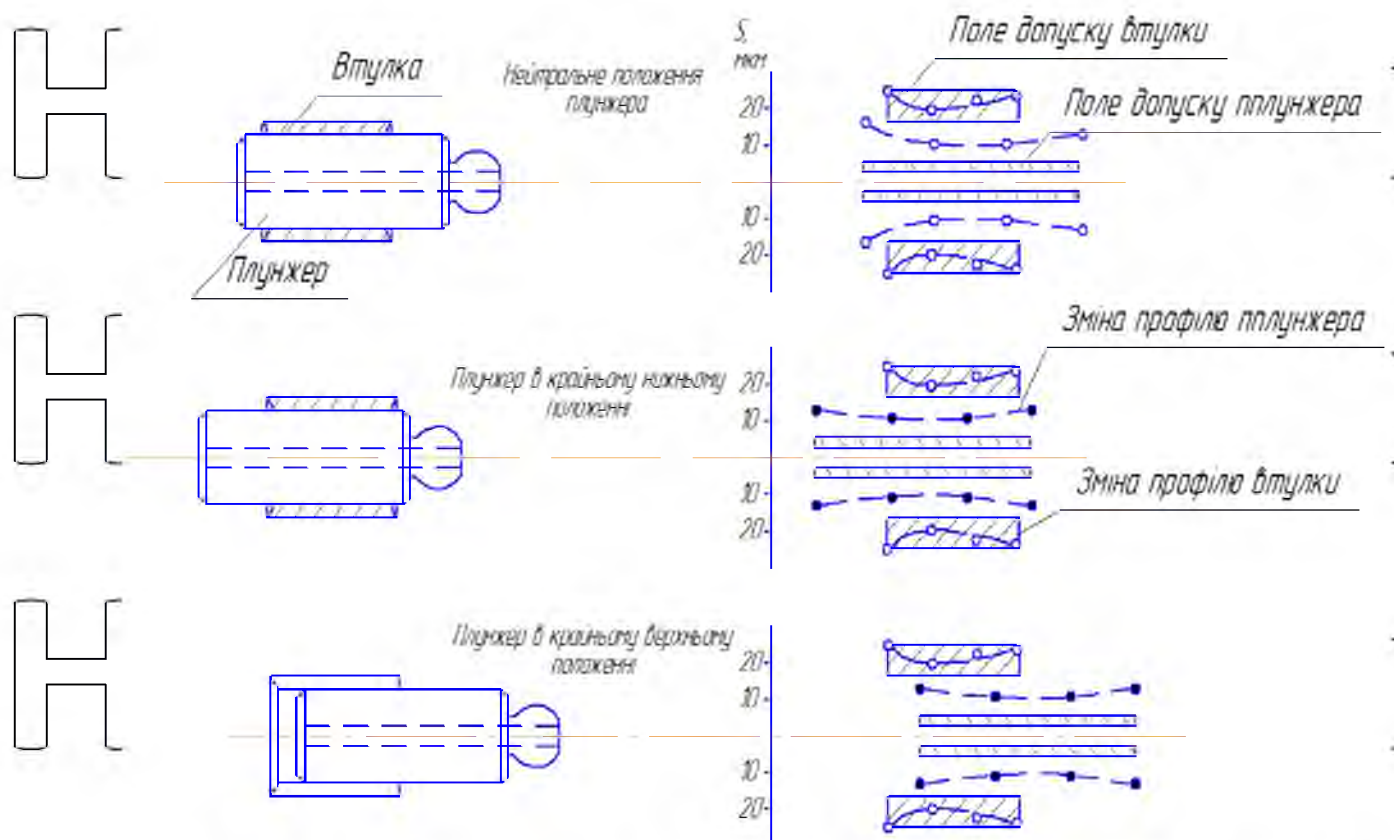


Рис. 4.1 – Характер зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер»

Такий характер зношення плунжера обумовлюється його рухом в процесі роботи гідромашини. Плунжер має складний рух. Він виконує зворотній поступовий рух та обертовий. При досягненні ним верхньої і нижньої мертвих точок та за наявності перекидного моменту, який виникає в результаті руху п'яти плунжера по похилій опорі, максимальне зношення деталей виникає в крайніх точках.

Загальний вид фотографії (рис. 4.2) підтверджує висновок про те, що вагомішим видом зношення плунжера є гідро-абразивний, про що свідчать продольні ризки, натри характерні для виду зношення.



Рис. 4.2. Загальний вид зношення плунжера

Втулка блока (матеріал ДМЦСКА58-2-2-1-1 ТУ 48-21-775-05, твердість $HRC_e 80$) зношується в місцях контакту з плунжером, характер зношення якої наведено на рис. 41.

У втулки, як і у плунжера в більшій мірі зустрічається гідроабразивне зношення. Максимальне зношення втулки спостерігається в 1-му і 4-му перерізах і досягає 30...35 мкм.

Зношення деталей спряження «втулка – плунжер» в процесі експлуатації обумовлює збільшення зазору в парах тертя. Якщо по технічним умовам на виготовлення деталей даного спряження зазор повинен бути в межах 11 – 23 мкм

, то в умовах експлуатації середнє значення зазору досягає $\bar{X} = 24,48$ мкм, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14$ мкм (рис. 4.3, додаток А), а максимальний зазор досягає $\delta = 48$ мкм.

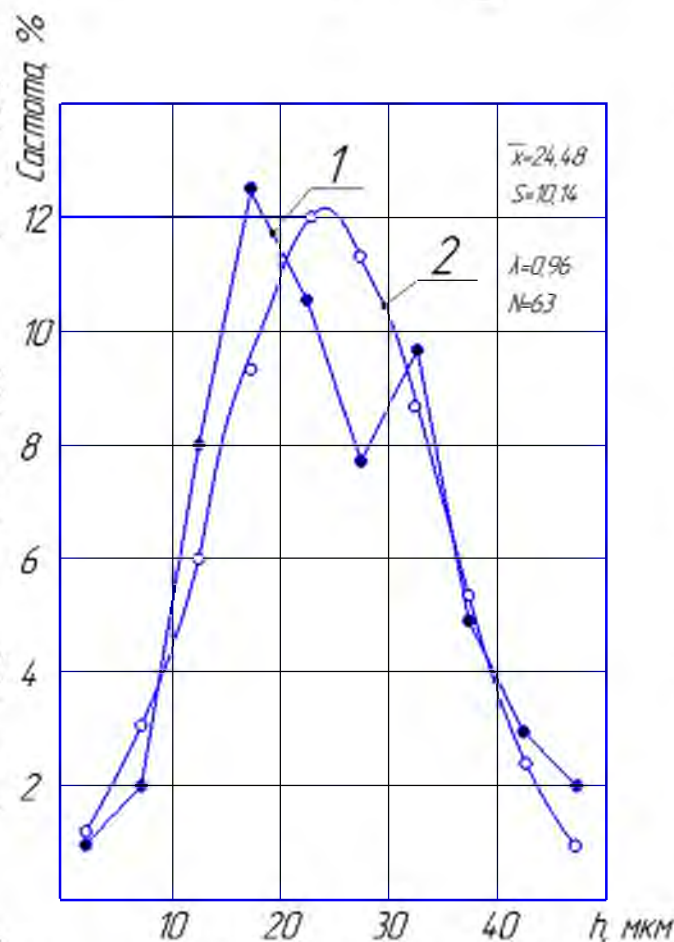


Рис. 4.3 – Полігон розподілення зазору (δ) в спряженні «втулка блоку-плунжер»: 1 – емпіричне розподілення, 2 – теоретичне розподілення.

Отриманні значення максимального розміру зазору (δ) підтверджують необхідність проведення експериментальних досліджень з визначення об'ємних втрат в аксіально-поршневому гідронаосі, які обумовлюються даним структурним параметром.

В цілому, проведені дослідження характеру і виду зношення деталей спряження «втулка-блока – плунжер» дозволяють зробити єдиної висновки: основним видом зношення деталей спряження «втулка-блока – плунжер» є гідроабразивне значення.

- плунжер і втулка зношуються не рівномірно, що обумовлюється складним рухом плунжера та його переміщенням у втулці. Максимальне зношення втулки набувається в 1-му і 4-му перерізах і досягає $30...35 \text{ мкм}$, середнє значення зазору досягає $X = 24,48 \text{ мкм}$, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14 \text{ мкм}$, а максимальний зазор досягає $\delta = 48 \text{ мкм}$.

Аналіз технічного стану п'яти плунжера та опори люльки гідронаоса теж вказав на присутність гідро абразивного зношення на їх робочих поверхнях (рис. 4.4, 4.5).



Рис.4.4. Загальний вид зношення

п'яти плунжера



Рис.4.5. Загальний вид зношення похилої

шайби

П'яти плунжера (матеріал ДМЦСКА-58-2-2-1-1 ТУ 48-21-775-05) зношується по кільцевій опорі на якій чітко проглядаються риси вільної глибини і профілю, дійсні розміри яких не має можливості визначити за

допомогою мікрометричного інструмента.

Таке зношення кільцевої опори пояснюється забрудненням робочої рідини. Абразивні частинки, які знаходяться в робочій рідині, втискаються в більш м'яку поверхню п'яти, які потім нарізають канали на похилій шайбі (рис.4.6).

Виникаючи таким чином риски і канали обумовлюють додаткові канали, які приводять до збільшення втрат робочої рідини, і як наслідок порушують плоскість між п'ятою і похилою шайбою. Виникнення останнього фактора приводить до прискореного зношення кільцевої опори. Мають це і пояснює той

факт, що при розгляді технічного стану п'яти плунжера нам попадалися п'яти

кільцева опора яких або має риски, або ж вона повністю зношена (рис.2.10) і

практично відсутні п'яти з рівномірним зношенням кільцевої опори.

Прискорення зношення кільцевої опори обумовлює її повне змяття, після чого

починається процес завальцювання отвору статичного підпору п'яти, що

обумовлює різке збільшення перекидного моменту і обумовлює вирив п'яти із

заробки плунжера (рис. 2.11).

Проведені дослідження характеру і виду зношення кільцевої опори дозволяють зробити наступні висновки:

- переважним видом зношення кільцевої опори п'яти плунжера є гідро

абразивне зношення, яке обумовлює виникнення рисок і каналів, які приводять до втрат робочої рідини і порушення плоскості між поверхнями тертя і прискореному зношенню опори;

- процес переходу до повного зношення п'яти і її вириву проходить на

завершеній стадії швидко і обумовлюється висотою кільцевої опори, котру можна застосувати як структурний параметр.

4.2. Об'ємні втрати робочої рідини в спряженні «втулка блоку-плунжер»

Залежність втрат робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-

плунжер» ($Q^e = f(\delta)$) отримана аналітично в підрозділі 2.3, із якої випливає, що

витрати робочої рідини при максимальному ексцентриситеті плунжера в втулці

перевищують у 2,5 рази витрати при концентричному їх розміщенні. Крім того, для практичних розрахунків в якості структурного параметра необхідно приймати середнє зазору (між вхідним і вихідним значеннями).

В зв'язку з цим, отримання експериментальної залежності повинно логічно завершити наші дослідження по відношенню до плунжерної пари.

Результати досліджень, проведених по методиці, розглянутій в підрозділі 3.2, представлені в табл.4.1 і на рис.4.6.

Таблиця 4.1.

Значення втрат робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер» і тиску

№ п/п	Середнє значення δ	Витрати робочої рідини, $\text{см}^3/\text{с}$ при тиску	
		3,5 МПа	21,0 МПа
а			

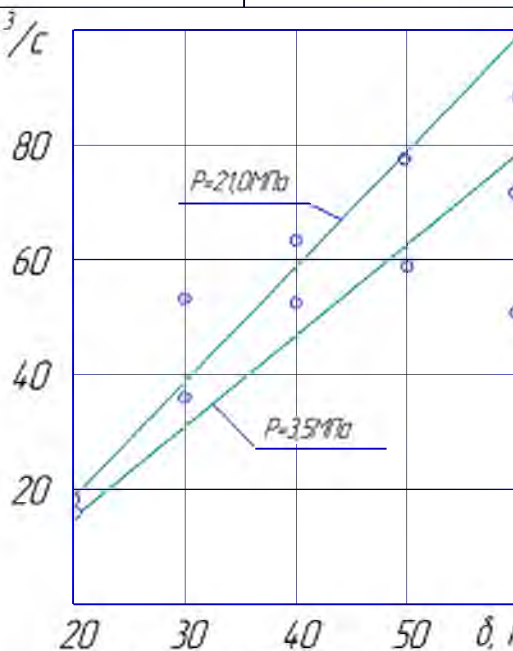


Рис.4.6. Залежність витрат робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер» і тиску

Аналіз отриманих результатів показує, що при зазорі $\delta_0 = 60 \mu\text{м}$ втрати робочої рідини досягають $87 \text{ см}^3/\text{с}$ (при $(P_n = 21,0 \text{ МПа})$), що суттєво не буде впливати на об'ємний ККД гідроприводу, так як насос підживлення в змозі їх компенсувати.

Виходячи із аналізу результатів досліджень характеру та величини зношення деталей спряжень «втулка блоку плунжер» діапазон робочих зношень дорівнює $24 \dots 25 \mu\text{м}$, максимальне зношення становить $48 \mu\text{м}$, з чого можна зробити висновок, що зношення даної пари тертя в основному доповнює сумарні об'ємні втрати робочої рідини, які обумовлюються зношенням інших спряжень качаючого вузла насоса. Це дає основу для введення розширених ремонтних допусків на зазор в спряженні «втулка блоку плунжер».

Розходження розрахункового значення втрат робочої рідини з врахуванням середнього зазору, над фактичним не дозволяє застосувати отримані вирази для визначення взаємозв'язку між середнім значенням зазору в спряженні і втратами робочої рідини для різних значень зазору, які залежать від наробітку гідромашини.

Невідповідність даних результатів підтверджується і в роботі [29] є очевидним, що при деяких умовах і в частоті високих перепадах тиску ($P_n = 21,0 \text{ МПа}$; $P_{\text{мак}} = 35,0 \text{ МПа}$), необхідно вводити поправки, які враховують можливість появи конусності щілини, зміну в'язкості, а також деформації деталей.

Таким чином проведені дослідження взаємозв'язку між зазором в спряженні «втулка блоку-плунжер» і витокami робочої рідини дозволяють зробити наступні висновки:

Розходження розрахункового значення втрат робочої рідини з врахуванням середнього зазору, над фактичним не дозволяє застосувати розглянутий вираз в аналітичних дослідженнях для визначення взаємозв'язку між середнім значенням зазору в спряженні і втратами робочої рідини для різних значень зазору, які залежать від наробітку гідромашини.

2. Експериментально отримані результати показують, що при зазорі в спряженні «втулка блоку-плунжер» - $\delta = 60 \mu\text{м}$ втрати робочої рідини досягають $87 \text{ см}^3/\text{с}$ (при $(P_n = 21,0 \text{ МПа})$), що суттєво не буде впливати на об'ємний ККД гідроприводу, так як насос підживлення в змозі їх компенсувати.

3. Втрати робочої рідини, обумовлені зношенням деталей спряження «втулка блоку-плунжер» в діапазоні робочих спрацювань $24..25 \mu\text{м}$ (які найбільш частіше виникають в умовах експлуатації) не обмежують роботоздатність плунжерної пари, а лише доповнюють сумарні об'ємні втрати, що дає основу для введення розширених ремонтних допусків на зазор в спряженні «втулка блоку-плунжер».

4.3. Вплив зношення кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим роботи качаючого вузла

Аналітичні дослідження, проведені в підрозділі 2.4 показали, що нерівномірне зношення кільцевої опори п'яти плунжера збільшує механічні втрати, які обумовлюються зміною умов її роботи, переходом від рідинного до граничного і сухого тертя. Цей перехід супроводжується ростом температурного режиму роботи спряження «кільцева опора п'яти – похила шайба (опора лопьки)».

Для підтвердження цієї робочої гіпотези були проведені дослідження по методиці, розглянутій в підрозділі 3.3, які дозволили визначити взаємозв'язок між зношенням кільцевої опори п'яти і температурним режимом пари тертя «кільцева опора п'яти – похила шайба». Результати досліджень представлені в (додатку Б), а графічно дана залежність наведена на рис. 4.7.

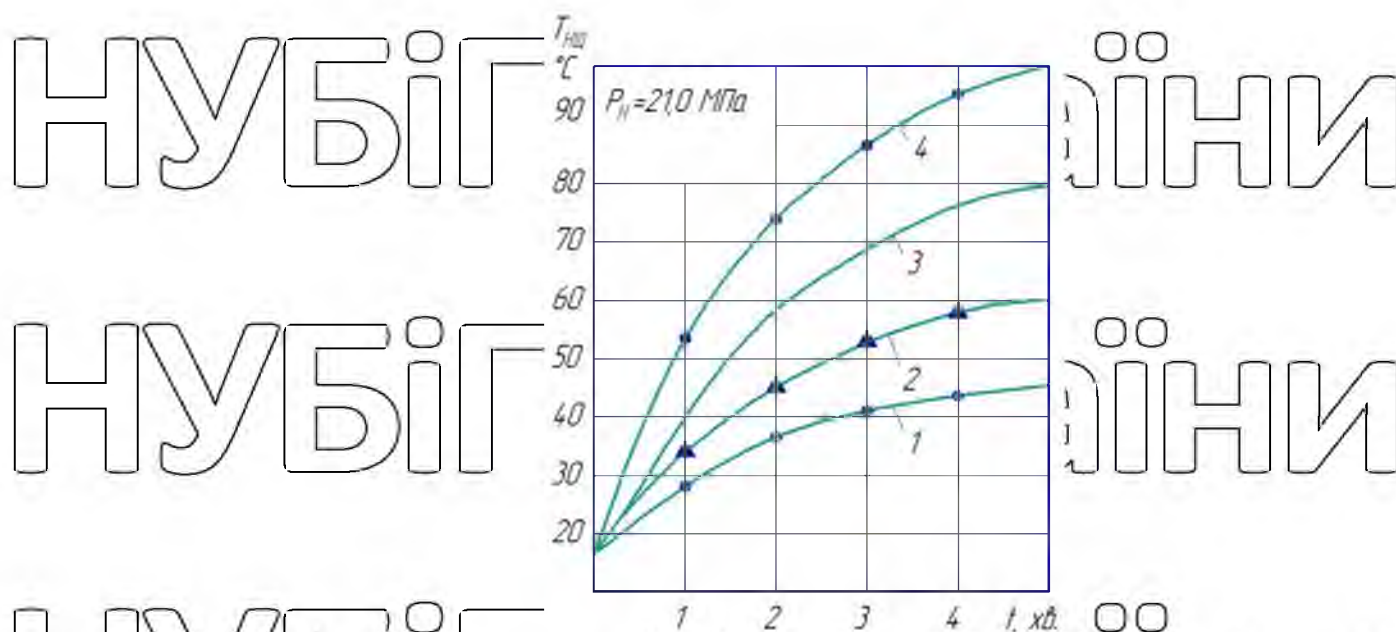


Рис. 4.7. Вплив зношення кільцевої опори п'яти плунжера на динаміку температури похилої шайби в залежності від тривалості роботи: 1 - п'ять плунжера нова; 2 - чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору; 3 - кільцева опора всіх п'яти плунжера повністю зношена; 4 - кільцева опора всіх п'яти плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані

Із аналізу графічної частини рис. 4.7. видно, що при навантаженні гідроприводу незначальним тиском ($P_n = 21,0 \text{ MPa}$) інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв}$, температура похилої шайби при збільшенні міри зносу кільцевої опори п'яти змінюється від кільцевої

$T_{n,m} = 45^\circ \text{C}$ до $T_{n,m} = 95^\circ \text{C}$.

В процесі роботи при не зношеній кільцевій опорі між парами тертя відбувається рідинне тертя. Про свідчить температура похилої шайби, яка для даного технічного стану кільцевої опори п'яти незначна $T_{n,m} = 45^\circ \text{C}$, так як в даному випадку працює гідростатичний підшипник.

Подальше зношення кільцевої опори приводить до росту температури похилої шайби $T_{n,m} = 50 \dots 60^\circ \text{C}$, що підтверджує гіпотезу про порушення роботи

гідростатичного підшипника п'яти і вказує на появу в парі тертя дільниць, які працюють в умовах граничного тертя.

Поява дільниць з елементами граничного мащення і ріст температурного режиму пари тертя обумовлює процес змяття кільцевої опори по всій поверхні, що приводить до завальцювання отвору статичного підпору в п'яті. Температура похидої шайби для даного випадку перевищує $T_{n.ш} = 100^{\circ}\text{C}$.

Продовження експлуатації п'ят плунжерів з завальцьованими отворами статичного підпору приводить до руйнування п'яти або її вириву. В обох випадках це приводить до аварійної відмови гідроагрегату та гідроприводу в цілому. Проведені експериментальні дослідження підтвердили аналітичні і дозволяють зробити наступні висновки:

1. Зношення кільцевої опори п'яти плунжера по висоті в більшій мірі впливає на механічні втрати, про що свідчить температурний режим роботи пари тертя, який знаходиться в межах від $T_{n.ш} = 40...45^{\circ}\text{C}$ для не зношеної кільцевої опори і більше $T_{n.ш} = 100^{\circ}\text{C}$ для зношеної опори з завальцьованими отворами статичного підпору при номінальному режимі роботи аксіально-поршневого гідромотора.

2. Тривала експлуатація п'яти плунжера зі зношеною кільцевою опорою приводить до аварійної відмови гідроагрегату та гідроприводу в цілому із-за вириву п'яти із заробки плунжера, який важко спрогнозувати, що потребує жорсткого контролю технічного стану п'яти плунжера.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ

ДОСЛІДЖЕНЬ

Складовими техніко-економічної ефективності при експлуатації і ремонті агрегатів гідравлічних трансмісій, за рахунок впровадження конструктивних змін в результаті моделювання процесів в плунжерних парах, являється збільшення ресурсу, ефект від економії вузлів та деталей, які конструктивно доповнюються і впроваджуються у ремонтному виробництві при поступанні агрегатів гідростатичної трансмісії на ремонт.

Економічна оцінка проектних рішень розраховується з врахуванням зменшення витрат на ремонт деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини за рахунок підвищення довговічності роботи деталей спряження «втулка блоку - плунжер» на основі моделювання процесів в плунжерних парах.

Їх впровадження в технологічний процес потребує удосконалення технології і організації виробничого процесу з поточного ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій, а оцінка ефективності буде визначатися на основі показників роботи сервісного центру з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

За результатами проведених досліджень рекомендується провести технологічне переоснащення сервісного підрозділу з ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин. Для впровадження розробленої технології необхідно придбати основне обладнання яке наводиться в табл. 5.1

Таблиця 5.1.

Марка та вартість основного обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	Тип, марка	К-ть	Вартість, грн.
1	Прес для виготовлення деталей	Власн. Вип.	1	22 000
2	Розточний верстат	УРБ-ВП	1	10 000
3	Оснастка технологічна	ОРГ - 1549	1	5 000
Всього		-	300	35 000

Вихідні данні для обґрунтування економічної ефективності роботи наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2.

Вихідні данні для розрахунку проекту

Показники	Значення показників	
	базові	проектні
Річна програма ремонту, шт.	100	150
Кількість слюсарів - ремонтників, осіб	1	2
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	5000	5000
Вартість діючого обладнання для проведення ремонту, грн.	280000	-
Вартість придбаного обладнання, грн.	-	60000
Річні витрати електроенергії, кВт/год	34000	41000
Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.	1,96	1,96
Вартість од. ремонту, грн.	3500	3500

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники:

1. Вартість проведених поточних ремонтів.

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

$$B_p = \eta \cdot B_{ор} \quad (5.1)$$

де $\eta^B, \eta^П$ - відповідно базова і проектна річна програма поточного ремонту

($\eta^B = 100 \text{рем.}, \eta^П = 150 \text{рем.}$);

$B_{ор}$ - вартість одного ремонту, грн.;

$$B_p^B = 100 \cdot 3500 = 350000 \text{ грн.}$$

$$B_p^П = 150 \cdot 3500 = 525000 \text{ грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$ЕВ = ЗП + А + B_{ел} + B_{рем} + IB, \quad (5.2)$$

де ЗП – заробітна плата з нарахуванням, грн.;

А – 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 3% від загальної суми експлуатаційних

витрат, грн.

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

$$ЗП = ЗП_{CP} \cdot K_{IP} \cdot 12 + ЗП_H, \quad (5.3)$$

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

($ЗП_{CP}^B = ЗП_{CP}^П = 5000$ грн.);

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

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

$ЗП_H$ - нарахування на зарплату, грн. ($ЗП_H = 0,22 \cdot ЗП$).

$$ЗП^B = 5000 \cdot 1 \cdot 12 = 60000,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП^П = 5000 \cdot 2 \cdot 12 = 120000,0 \text{ грн.}$$

Відповідно нарахування на зарплату визначаються:

$$ЗП_H^B = 0,22 \cdot 60000 = 13200,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП_H^П = 0,22 \cdot 120000,0 = 26400,0 \text{ грн.}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^B = 60000 + 13200,0 = 73200,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП^П = 120000,0 + 26400,0 = 146400,0 \text{ грн.}$$

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

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_{OB} \cdot H_A}{100}, \quad (5.4)$$

де B_{OB} - балансова вартість обладнання, грн. (для базового варіанта

$B_{OB}^B = 280000$ грн.; проектного $B_{OB}^П = B_{OB}^П + B_{OB}^B = 60000 + 280000 = 340000$ грн.);

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

$$A_{об.}^B = \frac{280000 \cdot 21,93}{100} = 61404,0 \text{ грн.}$$

$$A_{об.}^П = \frac{340000 \cdot 21,93}{100} = 74562,0 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію будівлі визначаються за формулою:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100} \quad (5.5.)$$

де B_B – балансова вартість будівлі, грн. ($B_B = 950000$ грн., як для базового так і для проектного варіанту);

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

Тоді

$$A_B = \frac{950000 \cdot 7,76}{100} = 73720,0 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

$$A = A_{об.} + A_B \quad (5.6.)$$

Тоді

для базового варіанту

$$A^B = 61404,0 + 73720,0 = 135124,0 \text{ грн.},$$

і проектного

$$A^П = 74562,0 + 73720,0 = 148282,0 \text{ грн.},$$

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:

$$B_{ел} = Q_{ел} \cdot Ц_{ел} \quad (5.7.)$$

де $Q_{ел}$ – річні витрати електроенергії, кВт/год. (для базового варіанту

$Q_{ел}^B = 34000$ кВт/год., для проектного варіанту $Q_{ел}^П = 41000$ кВт/год.);

$Ц_{ел}$ – ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн. ($Ц_{ел} = 1,96$ грн.).

$B_{EL}^B = 34000 \cdot 1,96 = 66640,0 \text{ грн.}$
 $B_{EL}^П = 41000 \cdot 1,96 = 80360,0 \text{ грн.}$

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

Тоді

$$B_{PEM}^B = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (5.8.)$$

$$B_{PEM}^B = \frac{135124,0 \cdot 30}{100} = 40537,2 \text{ грн}$$

$B_{PEM}^{ПР} = \frac{148282,0 \cdot 30}{100} = 44484,6 \text{ грн}$

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

$$IB = \frac{(ЗП + A + B_{EL} + B_{PEM}) \cdot 3}{100} \quad (5.9.)$$

$$IB^B = \frac{(73200,0 + 135124,0 + 66640,0 + 40537,2) \cdot 3}{100} = 9465,0 \text{ грн.}$$

$$IB^П = \frac{(146400,0 + 148282,0 + 80360,0 + 44484,6) \cdot 3}{100} = 12585,8 \text{ грн.}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (5.2.) складуть:

$$EB^B = ЗП + A + B_{EL} + B_{PEM} + IB,$$

$$EB^B = 73200,0 + 135124,0 + 66640,0 + 40537,2 + 9465,0 = 324966,2 \text{ грн.}$$

$$EB^П = 146400,0 + 148282,0 + 80360,0 + 44484,6 + 12585,8 = 432112,4 \text{ грн.}$$

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

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (5.10.)$$

$$ПС^B = 324966,2 \cdot 1,02 = 331465,5 \text{ грн.}$$

$ПС^П = 432112,4 \cdot 1,02 = 440754,7 \text{ грн.}$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$П = B_{ПР} - ПС, \quad (5.11.)$$

$\Pi^B = 350000 - 331465,5 = 18534,5 \text{ грн.}$
 $\Pi^П = 525000 - 440754,7 = 84245,3 \text{ грн.}$

5. Рівень рентабельності (Р) буде дорівнювати.

$$P = \frac{\Pi}{ПС} \cdot 100\%, \quad (5.12.)$$

$P^B = \frac{18534,5}{331465,5} \cdot 100\% = 5,6\%$
 $P^П = \frac{84245,3}{440754,7} \cdot 100\% = 19,1\%$

6. Додаткові капітальні вкладення (Б) визначаються:

$$B = B_{ПР} - B_{Д}, \quad (5.13.)$$

де $B_{ПР}$ - вартість обладнання придбаного і діючого, грн. ($B_{ПР} = 340000 \text{ грн.}$);

$B_{Д}$ - вартість діючого обладнання, грн. ($B_{Д} = 280000 \text{ грн.}$).

$$B = 340000 - 280000 = 60000 \text{ грн.}$$

7. Річний економічний ефект (E_p) визначиться за виразом:

$$E_p = \Pi^П - \Pi^B, \quad (5.14.)$$

$$E_p = 84245,3 - 18534,5 = 65710,8 \text{ грн.}$$

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

$$T_o = \frac{B}{E_p}, \quad (5.15.)$$

$$T_o = \frac{60000}{65710,8} = 0,9 \text{ року}$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3.

Техніко-економічні показники впроваджуваного проекту

Показники	Базовий	Проектний
-----------	---------	-----------

	варіант 1	варіант 2
Вид робіт	Поточн. ремонт	Поточн. ремонт
Обсяг робіт, од.	100	150
Кількість основних робітників, осіб	1	2
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.	-	60000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	324966,2	432112,4
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	73200,0	146400,0
- амортизаційні відрахування, грн.	135124,0	148282,0
- вартість електроенергії, грн.	66640,0	80360,0
- витрати на ПР та ТО, грн.	40537,2	44484,6
- інші витрати, грн.	9465,0	12585,8
Повна собівартість продукції, грн.	331465,5	440754,7
Загальний прибуток, грн.	18534,5	84245,3
Річний економічний ефект, грн.	-	65710,8
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	0,9

Висновок. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при впровадженні конструктивних змін в процесі ремонту аксіально-поршневих гідромашин збільшується річна програма ремонту на 50 агрегатів, рівень рентабельності складе 19,1 %, річний економічний ефект становить 65710,8 грн, а термін окупності матеріальних затрат 0,9 року, що вказує на доцільність проведених досліджень.

6.1. Охорона праці при обслуговуванні аксіально-поршневих насосів

Відповідно до «Технічного регламенту безпеки машин та устаткування» [30], машини повинні розроблятися і вироблятися придатними до застосування за призначенням та такими, щоб під час встановлення, налагодження, експлуатації та обслуговування згідно з умовами, визначеними виробником, а також з урахуванням можливості застосування не за призначенням, вони не створювали небезпеки для персоналу та інших осіб.

Для забезпечення безпеки при моделюванні процесів в плунжерних парах проведемо ідентифікацію шкідливих і небезпечних виробничих факторів. До них можна віднести: мікрокліматичні умови приміщення, у якому здійснюється обслуговування, ремонт або моделювання процесів плунжерних пар, високі температури поверхні плунжерних пар, високий тиск всередині пар, пожежна та хімічна небезпека використовуваних ПММ та домішок до них, шум та вібрація, відкриті обертові частини машин та обладнання, насиченість повітря робочої зони парами дизельного палива та ін.

З метою запобігання впливу на робітника виявлених шкідливих та небезпечних виробничих чинників перед початком робіт він забезпечується засобами індивідуального захисту. Перш за все це: спец одяг (ГОСТ 12.4.109 [31]); фартух хлорвініловий (ГОСТ 12.4.029 [32]); чарукавники хлорвінілові (ТУ 17.06-7386); чоботи гумові (ГОСТ 12.265 [33]); рукавиці комбіновані (ГОСТ 12.4.010 [34]); перчатки резинові (ТУ 38-106466). Для захисту очей застосовуються окуляри відповідно до вимог ГОСТ 12.4.013-85 [35].

Перед початком робіт на робочому місці (дослідному стенді) прибираються зайві речі, перевіряється достатність освітлення робочого місця, яка повинна становити не менш 150 люксів.

До роботи з моделювання процесів в плунжерних парах допускаються особи, добре знають їх будову і пройшли інструктаж з охорони праці. Моделювання процесів в плунжерних парах здійснюється відповідно до

розробленої технології моделювання з урахуванням вимог безпеки. Працюючий стенд не залишається без нагляду.

Для недопущення виникнення пожеж та травмування через падіння не допускається розлив мастил та палива на підлогу. Регулювання плунжерних пар здійснюється у вимкненому стані. Спостереження за справністю та надійністю кріплення шлангів на стенді, що мають гідравлічні та пневматичні пристрої, буде запобігати їх розриву, потраплянню шкідливих речовин у повітря. Для кріплення шлангів на штуцерах застосовуються стяжні хомути (бандажі).

Система вентиляції, передбачена в приміщенні, забезпечує надійне відсмоктування вихлопних газів досліджуваних плунжерних пар і забезпечує необхідне надходження свіжого повітря.

Приміщення забезпечується засобами пожежогасіння (вуглекислотним вогнегасником ВВК-2, який розташовується на видному доступному).

Для запобігання опіків відкритих ділянок тіла через контакт з нагрітими частинами плунжерних пар на видному місці коло стенду наводиться попереджувальний напис «Увага, гарячі поверхні!»

5.2. Забезпечення безпеки при моделюванні процесів в плунжерних

парах, пов'язаних із застосуванням ПММ і спецрідин

Під час моделювання процесів в плунжерних парах, пов'язаних із застосуванням ПММ і спецрідин, можуть бути такі основні небезпечні та шкідливі виробничі чинники:

- витік палива з трубопроводів, паливних рукавів і обладнання, що перебуває під тиском;
- підвищене ковзання (у наслідок замашення покриттів, якими переміщується обслуговувальний персонал);
- підвищена загазованість парами нафтопродуктів у робочих зонах;
- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання;
- підвищений рівень статичної електрики;

ударна хвиля, висока температура (під час вибуху або пожежі пароповітряної суміші);

підвищений рівень шуму, вібрації;

нестача природного освітлення;

недостатня освітленість робочої зони;

небезпечні та шкідливі хімічні речовини, що входять до складу ПММ і спецрідин.

При застосуванні ПММ і спецрідин та моделюванні процесів в

плунжерних парах, дотримуються вимог ГОСТ 12.3.002-75 "ССБТ. Процессы

производственные. Общие требования безопасности" [36] та перевіряється

відповідність стенду для моделювання на відповідність ГОСТ 12.2.003-91

"ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности" [37].

Перевіряється відповідність температури, відносної вологості, швидкості

руху повітря та вміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони виробничих

приміщень вимогам ГОСТ 12.1.005-88 [38], ДСН 3.3.6.042-99 [39].

У зонах, де можливе скупчення горючих парів і газів, використовуються

інструменти, що не утворюють іскор від удару та статичної електрики. Пил зі

стенду знімається лише за допомогою ганчір'я із бавовняної тканини, синтетичні

тканини не застосовуються.

За недостатньої вентиляції приміщення влаштовують примусове

провітрювання приміщення шляхом провітрювання через віконні та дверні

отвори. Розрахунок повітрообміну приміщення наводиться у п. 5.3.

Під час зберігання в закритому складі ПММ з ними не зберігаються інші

речовини, що можуть утворювати із ними вибухонебезпечні суміші. Порожні

ємності з-під ПММ зберігаються окремо у спеціально відведених приміщеннях

із щільно закритими пробками.

На робочих місцях в дослідній лабораторії де ведеться моделювання

процесів в плунжерних парах вивішуються інструкції, плакати та

попереджувальні написи про дотримання вимог безпеки під час роботи зі

стендом та ПММ.

6.3. Розрахунок повітрообміну лабораторії з дослідження надійності аксіально-поршневих гідромашин

Необхідно визначити витрату припливного повітря в приміщенні лабораторії з дослідження надійності аксіально-поршневих гідромашин та моделювання процесів в плунжерних парах з наступними вихідними даними: кількість стендів для моделювання процесів в плунжерних парах - 1, площа приміщення - 32 м^2 , об'єм приміщення 96 м^3 , концентрація шкідливих речовин у повітрі $g_0 = 0,75 \text{ г/м}^3$. У цей момент у приміщенні починає діяти джерело виділення шкідливих речовин постійної продуктивності (лабораторний стенд з моделювання) $M_s = 123 \text{ мг/год}$, час, потрібний для проведення дослідження 2 години, кількість CO_2 від дихання людини $M_{\text{л}} = 30 \text{ мг/год}$, гранично допустима концентрація CO_2 дорівнює $1,5 \text{ г/м}^3$.

Визначимо фактичну концентрацію за формулою [40]:

$$g_{\phi} = \frac{M \cdot N}{V} + g_0, \quad (6.1)$$

де M – продуктивність джерела шкідливих речовин, г/год ;

N – час, що потрібний для дослідження, год .;

V – об'єм робочого приміщення, м^3 ;

g_0 – початкова концентрація шкідливих речовин в повітрі робочого

приміщення, г/м^3 .

$$g_{\phi} = \frac{(0,123 + 0,030) \cdot 2}{96} + 0,75 = 0,754 \text{ г/м}^3$$

Фактична концентрація за час дослідження не буде перевищувати ГДК:

$g_{\phi} = 0,754 \text{ г/м}^3 > g_{\text{гдк}} = 1,5 \text{ г/м}^3$, отже в приміщенні можна буде обмежитися

природним повітрообміном.

Визначимо необхідний мінімальний повітрообмін.

Якщо використовуватимемо вимогу дотримання необхідної кратності

повітрообміну в годину, а кратність для лабораторій повинна бути не менше 10-го повітрообміну в годину, то набудемо наступного значення витрати повітря

$$Q = 10 \cdot 96 (\text{м}^3 / \text{год}) \approx 960 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Для видалення такої кількості повітря з приміщення доцільно застосувати

вентилятор

Типове рішення вентиляції для гідравлічної лабораторії, в якій проводяться роботи з моделювання процесів в плунжерних парах аксіально-поршневих гідромашин, представлено на рис. 5.4.

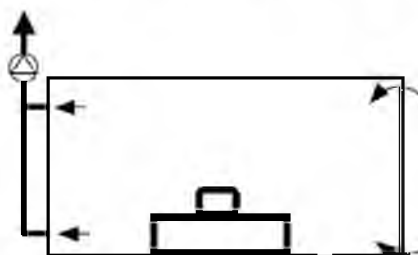
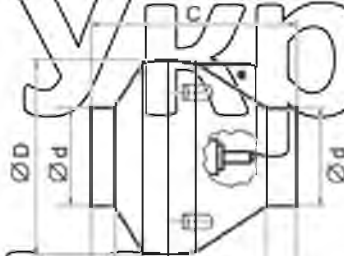


Рис. 6.1. Схема вентиляції для приміщення

Свіже повітря поступає через отвори в зовнішній стіні. Забруднене повітря видаляється через вентиляційні отвори внутрішніх вентиляційних каналів будівлі за допомогою вентилятора ВК 250. Габаритні розміри та креслення загального виду вентилятора ВК 250 наводяться на рис.5.2.



Тип	Витрата, $\text{м}^3 / \text{год}$	ØD	ØD	C	A	B	Вага, кг
ВК 250	1080	250	340	264	30	30	4,5

Рис. 6.2. Габаритні розміри та креслення загального виду вентилятора ВК 250

ВИСНОВКИ

1. Відносні механічні втрати потужності в парі «поршень-втулка» прямо

пропорційно залежать від таких параметрів як: робочий об'єм насоса, частота обертання валу, зазору в спряженні, а також довжини плунжера (та його частина, що постійно знаходиться в контакті з втулкою блоку) при поступово-зворотньому русі та технічного стану робочої рідини (в'язкість). До параметрів, які мають обернено-пропорційний вплив слід віднести діаметр поршня, так як з його збільшенням зменшується питомі навантаження в місцях контакту поршня з втулкою, що і обумовлює зменшення механічних втрат. Але при цьому необхідно врахувати, що геометричні розміри поршня, обумовлюються в цілому геометричними розмірами гідравлічної машини

2. Об'ємні втрати робочої рідини в гідромашині обумовлюють такі структурні параметри, як зазор в спряженні «поршень-втулка блоку», діаметр поршня та його робоча довжина, яка знаходиться постійно в втулці, а також конструктивно-функціональні параметри до яких слід віднести робочий об'єм гідронасоса, тиск робочої рідини в гідронасосі, в'язкість мастила та інші.

3. На основі закладених конструктивних положень та вихідних параметрів, математичний образ аксіально-поршневого гідронасоса можна відтворити, забезпечуючи можливість синтезу його оптимальних конструктивних параметрів реальної гідромашини, яка відповідає всім пред'явленим до неї техніко-економічним вимогам.

4. Рішення задачі синтезу оптимальних параметрів конструкції з врахуванням вимог уніфікації на прикладі мінімізації габаритних розмірів аксіально-поршневого гідронасоса, показують, що застосування запропонованих методик для проектування складових аксіально-поршневих гідронасосів дозволяє зменшити втрати потужності в насосах у порівнянні з досягнутим рівнем на 30...40% та габаритні розміри на 10...15%.

5. У якості структурного параметра технічного стану деталей спряження «втулка блоку – плунжер» слід вважати середнє значення зазору оскільки плунжер розташовується у втулці з перекосом і обумовлює нерівномірне зношування втулки.

6. Для одержання точної оцінки граничного значення зазору і частки

витоків робочої рідини, яка обумовлюється зношуванням деталей спряження «втулка блоку – плунжер» необхідно провести експериментальне дослідження взаємозв'язку між зазором і витокami робочої рідини, а також визначити динаміку зазору.

7. Аналіз сил, що діють на п'яту і плунжер, а також технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера, показав, що ріст її зношування порушує аксіальну жорсткість гідростатичного відшипника і супроводжується непаралельністю між поверхнями тертя, що призводить до зміни умов роботи з'єднання, переходом від рідинного тертя через граничне до сухого і завершується аварійною відмовою через виривши а п'яти із заклинення плунжера.

8. Зменшення кількості аварійних відмов, обумовлених заклинюванням плунжера в втулці блока, можливе за рахунок конструктивних змін втулки блока, що дозволить зменшити дію сил в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекосі за рахунок гасіння вібраційних навантажень та поглинання ударних. Розроблення методик проведення мікрометражу деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини, забезпечує якісне проведення їх технічного стану і зменшує трудомісткість дефектувальних робіт, що являється актуальним для спеціалізованих підрозділів з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

10. Розроблена конструкція стенду для проведення лабораторних досліджень аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій дозволяє забезпечити необхідні режими випробування згідно технічних вимог на обкатку та випробування.

11. Результати дослідження характеру і виду зношення кільцевої опори показали, що переважним видом зношення кільцевої опори п'яти плунжера є гідро абразивне зношення, яке обумовлює виникненню рисок і каналів, які приводять до втрат робочої рідини і порушенню плоскостності між поверхнями тертя і прискореному зношенню опори. процес переходу до повного зношення п'яти і її вириву проходить на завершній стадії швидко і обумовлюється висотою кільцевої опори, котру можна застосувати як структурний параметр.

Розходження розрахункового значення втрат робочої рідини з врахуванням середнього зазору, над фактичним не дозволяє застосувати розглянутий вираз в аналітичних дослідженнях для визначення взаємозв'язку між середнім значенням зазору в спряженні і втратами робочої рідини для різних значень зазору, які залежать від наробітку гідромашини.

13. Експериментально отримані результати показують, що при зазорі в спряженні «втулка блоку-плунжер» - $\delta \leq 60 \mu\text{м}$ втрати робочої рідини досягають $87 \text{ см}^3/\text{с}$ (при $(P_n = 21,0 \text{ МПа})$, що суттєво не буде впливати на об'ємний ККД гідроприводу, так як насос підживлення в змозі їх компенсувати.

14. Втрати робочої рідини, обумовлені зношенням деталей спряження «втулка блоку-плунжер» в діапазоні робочих спрацювань $24...25 \mu\text{м}$ (які найбільш частіше виникають в умовах експлуатації) не обмежують роботоздатність плунжерної пари, а лише доповнюють сумарні об'ємні втрати, що дає основу для введення розширених ремонтних допусків на зазор в спряженні «втулка блоку -плунжер».

15. Зношення кільцевої опори п'яти плунжера по висоті в більшій мірі впливає на механічні втрати, про що свідчить температурний режим роботи пари тертя, який знаходиться в межах від $T_{n.u} = 40...45^{\circ}\text{C}$ для не зношеної кільцевої опори і більше $T_{n.u} = 100^{\circ}\text{C}$ для зношеної опори з завацьованими отворами статичного підпору при номінальному режимі роботи аксіально-поршневого гідромотора.

16. Тривала експлуатація п'яти плунжера зі зношеною кільцевою опорою приводить до аварійної відмови гідроагрегату та гідроприводу в цілому із-за виризу п'яти із заробки плунжера, який важко спрогнозувати, що потребує жорсткого контролю технічного стану п'яти плунжера.

17. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при впровадженні конструктивних змін в процесі ремонту аксіально-поршневих гідромашин збільшується річна програма ремонту на 50 агрегатів, рівень рентабельності складе $19,1\%$, річний економічний ефект становить

65710,8 грн, а термін окупності матеріальних затрат 0,9 року, що вказує на доцільність проведених досліджень.

Розгляд питань з охорони праці при дослідженні надійності аксіально-поршневих гідромашин дав можливість ідентифікувати шкідливі і небезпечні виробничі фактори, які виникають в процесі роботи, і розробити заходи для їх усунення, до яких слід віднести розрахунок повітрообміну в приміщенні лабораторії, результати якого показали, що фактична концентрація шкідливих речовин в повітрі за час дослідження не буде перевищувати гранично допустиму

концентрацію ($g_{\phi} = 0,754 \text{ г} / \text{м}^3 > g_{\text{здрк}} = 1,5 \text{ г} / \text{м}^3$), що дозволяє обмежитися в приміщенні природним повітрообміном.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гидронасос НПА-90Р. Технический паспорт / ОАО «Гидросила», 2006.-20 с.
2. Бальков Н.М. Обеспечение работоспособности и повышение ресурса гидроприводов сельскохозяйственной и мелиоративной техники применением

комплексных покрытий: автореф, дис. канд. техн. наук. Саратов, СГАУ 2002. - 16с.

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

4. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В. Н. Прокофьев. М.: Машиностроение, 1968. - 495 с.

5. Сато Я. Влияние загрязнений рабочих жидкостей на характеристики гидравлических механизмов, // Я. Сато, М. Сасаки - Юнкид Гидзону.-№1.-

1976. -С.27-34.

6. Вакуленко И, А, Повышение эксплуатационной надежности гидроприводов строительных и дорожных машин применением рациональной очистки рабочих жидкостей, // Автореферат канд, дисс-Харьков, 1989.- С.19.

7. Дидур В.А. Влияние технологической среды на износ гидроагрегатов / В.А. Дидур // Техника в сельском хозяйстве. 1984, №3, - С 41.

8. Волков В.И. Совершенствование системы очистки масла в автомобильном двигателе: Автореферат канд. дисс. - М., 2000. - 18 с.

9. Технічний регламент безпеки машин та устаткування, затверджений Постановою Кабінету Міністрів України від 12 жовтня 2010 р. N 933 - К.: К.: Центр учбової літератури 2010. - 124 с.

10. Остриков В. В. Смазочные материалы и изменение их свойств при эксплуатации сельскохозяйственной техники [Текст] / В. В. Остриков, Н. Н. Тупотилов, В. П. Коваленко, В. В. Жилин - Тамбов, ВИИТиН.- 2003. - 68 с.

11. Бродский Г.С. Фильтры и системы фильтрации для мобильных машин. / Г. С. Бродский - М.: Горн, пром.- 2004. - 360 с.

12. ГОСТ Р 50554 -93. Промышленная чистота. Фильтры и фильтрующие элементы. Методы испытаний. - М.: Изд. Стандартов, 1993.- 35с.

13. Королев И. А. Пути повышения чистоты рабочей жидкости гидросистем сельскохозяйственной техники/ И. А. Королев - Молодые ученые -сельскому хозяйству. Сб. научных трудов. - М., ФГОУ ВПО МГАУ, 2006. -С.216.

14. Королев И. А. Экспресс-метод контроля загрязненности рабочих жидкостей гидравлических систем. / И. А. Королев, В. П. Коваленко, Е. А. Улюкина // Очистка рабочих жидкостей в гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин. Сб. научных трудов международной научно-технической конференции. - СПб, СПбГАУ, 2007.- С. 361 – 373.

15. Королев И.А. Обоснование эксплуатационных параметров фильтроэлемента для очистки рабочих жидкостей в гидравлических системах. Международной научно-практической конференции. - СПб, СПбГАУ, 2007.- С. 45-48.

16. Королев И. А. Разработка фильтроэлементов для очистки рабочих жидкостей в гидравлических системах сельскохозяйственной техники [Текст] / И. А. Королев, В. П. Коваленко, Е. А. Улюкина // Разработка фильтроэлементов для очистки рабочих жидкостей в гидравлических системах сельскохозяйственной техники. Вестник МГАУ, Агроинженерия №1. - М., ФГОУ ВПО МГАУ, 2008 - с122.

17. Мартыненко А. Г. Очистка нефтепродуктов в электрическом поле постоянного тока [Текст] / А. Г. Мартыненко, В. П. Коноплев, Г. Н. Ширяева - М.: Химия, 1974. - 88 с.

18. Жужико В. А. Фильтрование. Теория и практика разделения суспензий [Текст] / В. А. Жужиков - М.: Химия, 1980. - 400 с, Пат. РФ. Электроцентробежный очиститель жидкости Ю. А. Микипорис, Б.А. Русаков. №2014153, Бюлл. изобр. №4, 15.06.1994.

19. Пат. РФ. Электроцентробежный очиститель жидкости. Ю. А. Микипорис, Н.Н. Красиков. №2056951. Бюлл. изобр. №9. 27.03.1996.

20. Белянин П. Н. Центробежная очистка рабочих жидкостей авиационных гидросистем [Текст] / П. Н. Белянин - М.: Машиностроение, 1976. -328 с

21. Kozeny I. (1927 a) S. Ber. Wiener Akag.,abt.,136, 271.

22. ГОСТ 12.0.003 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация - М.: Изд-во стандартов, 2003.- 125 с.

23. ДБН/В.1.1.7-2002. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. - К.: Держбуд України, 2003 – 47 с.

24. НПА ОП 40.1-1.01-97 Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок. – К.: Держгірпромнагляд України, 2001 – 94 с.

25. Буренніков Ю. А. Гідравліка і гідропневмопривод/ Навчальний посібник. Ч. I. Гідравліка і гідропривод/ Ю.А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов; МОН України. – Вінниця: ВНТУ, 2003. – 123 с.

26. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, гідропневмоавтоматика: лабораторний практикум/Ю.А.Буренніков, О.В.Дерібо, Л.Г.Козлов; ВНТУ – Вінниця: ВНТУ, 2016.– 100 с

27. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: курсове проектування для студентів напрямів підготовки 6.050502 «Інженерна механіка», 6.050503 – «Машинобудування»: навчальний посібник/ Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, С. В. Репінський/ ВНТУ. – Вінниця, 2014. – 238 с.

28. Гидравлика: Основной курс: Учебное пособие. Т.2 /Д. Меркле, Б. Шрадер, М. Томес.– К.: ДП «Фесто», 2002.– 281 с.

29. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: підручник/Л.С.Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський [et al.]; МОН України, КНУБА. – Київ: КНУБА, 2015.

30. Гідравліка: підручник/В.А. Дідур, Д. П. Журавель, М.А. Палішкін; за ред. проф. В. А. Дідура. – Херсон: ОЛДІ-ГІЛОС, 2015.– 624 с. ○○

31. Іванчук Я. В. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. навчальний посібник. Ч. I «Основні закони, рівняння і визначення» Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький; ВНТУ. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 183 с.

32. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: Підручник/ МОН України; НУХТ. К.: «Фірма «ІНКОС»/ Центр навч. літ-ри, 2006 – 616 с.

33. Мельничук С. В. Гідравлічні системи автомобіля: навчальний посібник/ МОН України, ЖДТУ. – Житомир: ЖДТУ, 2004. – 294 с.: іл.

34. Методичні вказівки до виконання самостійної роботи з дисципліни «Гідравліка та гідропневмопривод» ВНТУ ; уклад.: Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук – Вінниця: ВНТУ, 2015. – 66 с.

35. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів:

навчальний посібник/ В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Панченко, С. О. Хованський; СумДУ. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 151 с.

36. Основоположник вітчизняної гідравліки: Т. Башта/ Урядовий кур'єр. – 2019. – 9 лютого (№ 27). – С. 6.

37. Гевко Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М. Гевко, С.Г. Білик, А.Ю. Діник, О.В. Фльонц. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 384 с.

38. Маяк В. И. Гидравлика и гидравлические машины : уч. пособие / В. И. Маяк, В. М. Михайлов, О. А. Маяк. – Х. : Харьк. гос. ун-т питания и торговли, 2007.

178 с.

39. Гідравліка : навчальний посібник/ Л. В. Возняк, П. Р. Гімер, М. І. Мердлук, О. В. Паневник. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. – 327 с.

40. Константинов Ю. М. Технічна механіка рідини та газу : підручник / Ю. М. Константинов, О. О. Гіжа. – К. : Вища шк., 2002. – 277 с.

41. Куліниченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : підручник / В. Р. Куліниченко. – Київ : ІНКООС, Центр навчальної літератури, 2006. – 616 с.

42. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. –

273 с.

43. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. – 2-ге вид., доп. та випр. – Х. : Світ Книг, 2014.

С. 42–86.

44. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. – Х., 2002. – С. 36–76.

45. Методичні вказівки до виконання самостійної роботи з дисципліни «Гідравліка та гідропневмопривод»/ВНТУ ; уклад.: Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – 66 с.

46. Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др., « Гидравлика, гидромашини и гидроприводы»/Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др./М.: Машиностроение,1982. С. 396-398.

47. В.В. Лозовецкий, « Гидро- и Пневмосистемы транспортно-технологических машин» / В.В. Лозовецкий. //Лань, 2012. С. 13-17

48. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. навч. посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 273 с.

49. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. – 2-ге вид., доп. та випр. – Х. : Світ Книг, 2014. – С. 42–86.

50. Мельничук С. В. Гідравлічні системи автомобіля: навчальний посібник/ МОН України, ЖДТУ. – Житомир: ЖДТУ, 2004. – 294 с.: іл.

51. Гевко Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М.Гевко, С.Г.Білик., А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 384 с.

52. НПАОП 01.0-1.01-12. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві - К.: Держстандарт, 2012. – 129 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП **ДОДАТКИ** України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України