

Одеський Національний Морський Університет  
Міністерство освіти і науки України

Одеський Національний Морський Університет  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Довбенко Марк Миколайович**



УДК 621.225.5

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

### **ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ**

Спеціальність 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту  
27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело \_\_\_\_\_ М.М. Довбенко

Науковий керівник Євдокимов Вадим Дмитрович, доктор технічних наук, професор

Одеса - 2019

## АНОТАЦІЯ

*Довбенко М.М.* Підвищення ресурсу аксіально-поршневих гідромашин засобів транспорту. Кваліфікована наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». - Одеський Національний Морський Університет, Одеса, 2019

Дисертація присвячена підвищенню довговічності основних вузлів аксіально-поршневих гідромашин, розробці засобів, які можна застосувати в умовах експлуатації і ремонту. Проведено огляд специфіки аксіально-поршневих насосів і моторів і їх відповідальність при роботі як силових засобів різноманітних машин і механізмів засобів транспорту. Прагнення підвищення їх надійності з нагальною потребою обґрунтування й вирішення наявних проблем приводить до висновку про вибір актуального напрямку досліджень.

В роботі визначаються основні причини відмов вузлів і деталей аксіально-поршневих гідромашин і загальний вплив на їх довговічність. Проведено дослідження зносу і витоків циліндропоршневих пар аксіально-поршневих гідромашин. Показано складний характер зносу цих пар і встановлено вплив їхньої конусності, часу роботи на виток в залежності від перетинів по довжині поршня або його положення в циліндрі. Отримані епюри зносу і закономірності надходження масла по довжині поршнів. Вперше теоретично й експериментально встановлено, що шляхом створення невеликих поздовжніх і кільцевих канавок на поршні виникає можливість поліпшити умови змазки і тим самим підняти зносостійкість циліндропоршневих пар.

Проведено аналіз зусиль, що виникають при обертанні блоку гідроциліндрів аксіально-поршневих гідромашин, який показує їх нерівномірність залежно від проходження отворів циліндрів над вікнами розподільників. На ділянці нагнітання притискне зусилля розподільника найбільше, що призводить до його підвищеного зносу. Зменшити зношення розподільника і блоку циліндрів можна застосуванням високошвидкісного фрикційного знакозмінного методу зміцнення, а також шляхом нанесення заглиблень або канавок на контактуючі поверхні.

Для підвищення довговічності деталей аксіально-поршневих гідромашин запропоновано використання електрофізичного методу зміцнення – електромагнітної обробкою. Розроблено ряд практичних рекомендацій для призначення режимів зміцнення: напруженість поля, його змінність, тривалість, час витримки після припинення дії, що може використано на виробництві. Встановлено, що довговічність сферичних опор шатунів і поршнів гідромашин може бути збільшена до декількох разів залежно від обраної схеми електромагнітної дії. В роботі вперше запропоновано комбінована обробка розподільників шляхом магнітного зміцнення з нанесенням мідної плівки виборчим перенесенням з нівелюванням впливу водню, яка здатна в кілька разів підвищити довговічність пар тертя. Встановлено, що пропускання електромагнітного поля в динамічних умовах через підшипники кочення підвищує їх зносостійкість і втомну міцність до декількох разів. Однак необхідно чітко визначати режими зміцнення, оскільки можна отримати й негативний ефект. У відносних одиницях представлені підсумкові дані, що показують взаємозв'язок маятникової твердості, виділення водню й зносостійкості для всіх випробуваних пар тертя ковзання й кочення аксіально-поршневих гідромашин. Коефіцієнт підвищення довговічності лежить у межах 1,2-2,5 рази через 30 годин після припинення магнітної дії і від 1,5 до 2,8 разів після 100 годин. Особливо високий ефект – до 8 разів – встановлений для вальниць кочення із застосуванням комбінованої зміцнювальної обробки.

Вперше запропонована комбінована дія високошвидкісного тертя й електричного струму, яка приводить до більшого зміцнювального ефекту поверхневих шарів, ніж без струму. При комбінованому зміцненні знакозмінне тертя ефективніше, ніж односпрямоване, що проявляється в більш високій мікротвердості поверхневих шарів, товщині білих шарів та їх зносостійкості. Підведення електричного струму між двома фрикційними дисками з різною полярністю через ізолювану деталь викликає більш високий зміцнювальний ефект, ніж підведення електричного струму від дисків з однією полярністю вглиб деталі. При цьому досягається підвищена товщина білих шарів до 450 мкм, їх твердість, зносостійкість і нівелювання негативного ефекту реверсу. Отримана товщина білих

шарів дозволяє застосовувати після зміцнення тонке шліфування для отримання необхідної геометрії та шорсткості робочих поверхонь деталей машин. Дослідження комбінованого фрикційно-електричного методу зміцнення необхідно продовжити з метою виявлення нових закономірностей і його можливостей практичного застосування.

Отримані в дисертаційному дослідженні теоретичні та практичні результати, методи підвищення довговічності аксіально-поршневих гідромашин мають відповідний рівень обґрунтованості, що було отримано за рахунок: коректного використання сучасних наукових методів досліджень; логічною послідовністю проведеного дослідження, заснованих на сучасних підходах і коректному плануванні і проведенні експериментів, аналізу отриманих вимірювань. Достовірність експериментальних даних забезпечувалась використанням сучасних вимірювальних комплексів та високою точністю вимірювальних приладів (максимальна похибка по експериментальним результатам не перевищувала близько 5%). Достовірність отриманих наукових результатів досягалася за необхідне повторення експериментів із застосуванням факторного методу планування Фішера та статистичних методів аналізу і обробки спостережень за критерієм Стьюдента, а також двохфакторного дисперсійного аналізу і методу латинського квадрата першого порядку.

*Ключові слова:* зміцнення, магнітна обробка, знос, витоки, вплив водню, надійність, шліфування, білі шари, коефіцієнт конусності, довговічність, поршні, гідромашина, фрикційно-електричний метод.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Макаренко А.С. К вопросу выбора методики исследований для изучения процесса выделения водорода с поверхности трения / А.С. Макаренко, М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2007. – Вып.4. – С. 55-68.
2. Евдокимов В.Д. Повышение триботехнических характеристик пары трения гидромашин блок-распределитель путем применения комбинированной упрочняющей обработки / В.Д. Евдокимов, А.С. Макаренко, М.Н. Довбенко // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2008. – Вып.1. – С. 101-107.
3. Довбенко М.Н. Влияние направления сдвиговых деформаций и движения детали на распределение температуры в зоне контакта при трении и шлифовании / М.Н. Довбенко, А.Н. Евдокимова, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2008. – Вып.3. – С. 86-94.
4. Довбенко М.Н. Некоторые возможности повышения надежности работы прецизионных плунжерных пар гидравлических устройств / М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2009. – Вып. 1. – С. 106-110.
5. Довбенко М.Н. Определение утечек и износа в прецизионных плунжерных парах и возможности их снижения / М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2009. – Вып. 2. – С. 27-32.
6. Евдокимова А.Н. Упрочнение стальных распределителей гидромашин абразивным шлифованием / А.Н. Евдокимова, М.Н. Довбенко, А.С. Макаренко // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2010. – Вып. 1. – С. 96-100.
7. Довбенко М.Н. Оценка влияния эпюр износа цилиндрично-поршневой пары аксиально-поршневых гидромашин на утечки масла / М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – Одесса:

ДиолПринт, 2010. – Вип. 2. – С. 35-42.

8. Довбенко М.Н., Анализ работы и повышение долговечности пары трения блок-распределитель аксиально-поршневых гидромашин / М.Н. Довбенко, А.Н. Евдокимова, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-виробничий журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2010. – Вип. 3. – С. 71-80.

9. Евдокимов В.Д. Повышение износостойкости сферических опор шатунов и поршней гидромашин электромагнитной обработкой / В.Д. Евдокимов, М.Н. Довбенко // Проблемы техники: Научно-виробничий журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2011. – Вип. 1. – С. 31-38.

10. Довбенко М. Н. Влияние скорости скольжения и знакопеременности трения на внутренние напряжения в стали / М.Н. Довбенко, А.Н. Евдокимова, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Научно-виробничий журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2012. – Вип. 1. – С. 33-38.

11. Евдокимова А.Н. Совместное влияние электрического тока и фрикционной обработки на упрочнение стали / А.Н. Евдокимова, М.Н. Довбенко // Проблемы техники: Научно-виробничий журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2013. – Вип. 1. – С. 33-38.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

12. Довбенко М.Н. Влияние износа на утечки в плунжерных парах и пути их снижения / М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2009)» 25-27 травня 2009 року. – Херсон: Видатництво ХДМІ, 2009. – Т.4. - С. 66-68.

13. Yevdokimova, A. Alternating Friction Effects on Internal Stress of the First Kind / Alla Yevdokimova, Mark Dovbenko // Motorization and Power Industry in Agriculture. - Lublin: MOTROL. – 2009.- V.11. – С. 209-213

*Наукові праці, в яких опубліковані додаткові наукові результати дисертації:*

14. Довбенко М.Н. Разработка нетрадиционных путей повышения эксплуатационных характеристик аксиально-поршневых гидромашин с учетом возможностей ремонта / М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Прикладная механика – Харьков, 2014. – 5/7 (71) 2014. – С. 31-36.

15. Довбенко М.Н. Повышение эксплуатационной долговечности плунжерных пар с учетом возможности ремонта / М.Н. Довбенко, В.Д. Евдокимов // Проблемы техники: Науково-виробничий журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2009. – Вип. 3. – С. 9-13.

16. Патент №91900 Україна, МПК<sup>9</sup>С21В 1/04. Притир розподілтників гідромашин / В.Д. Євдокимов, О.С. Макаренко, М.М. Довбенко: Заявл. 15.09.2008, Опубл. 10.09.2010, Бюл. №17, 2010 р.

17. Патент № 91907 Україна, МПК<sup>9</sup>С21В 7/00. Пристрій для зміцнення розподільників гідромашин / А. М. Євдокимова, М. М. Довбенко: Заявл. 20.10.2008, Опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17, 2010 р.

18. Евдокимов В.Д. Повышение долговечности аксиально-поршневых гидромашин: [монография] / В.Д. Евдокимов, М.Н. Довбенко. – Одесса: Интерпринт, 2013. – 144 с.

## **ABSTRACT**

*M.M. Dovbenko.* Increase in service life of axial-piston hydraulic machines of vehicles. Qualified scientific paper with manuscript copyright.

Thesis for PhD in Technical Sciences by speciality 05.22.20 "Operation and maintenance of vehicles". – Odessa National Maritime University, Odessa, 2019

The thesis is devoted to improving the durability of the basic units of axial-piston hydraulic machines, the development of tools that can be applied in the context of

operation and maintenance. The specifics of axial-piston pumps and motors have been reviewed, as well as their responsibility in operation both as power tools of various machines, and mechanisms of vehicles. The intention to increase their reliability together with the urgent need to explain and solve the existing problems leads us to the conclusion that the line of research is of immediate interest.

The paper identifies the main causes for failures of units and parts of axial-piston hydraulic machines, and the overall impact on their longevity. The study of wear and leakage of cylinder block sets of axial-piston hydraulic machines has been conducted. A complex character of wear of these sets has been demonstrated, and the influence of their taper, hours of operation on leaks, depending on the cross-sections along the length of the piston or its position in the cylinder has been identified. The wear plots and patterns of the lubricant receipt along the length of the pistons have been received. For the first time it has been established theoretically and experimentally that by creating small longitudinal and ring microgrooves on the piston, it becomes possible to improve lubrication conditions, thus increasing the wear resistance of cylinder-piston pairs.

The analysis of the forces generated by the rotation of the cylinder block of axial-piston hydraulic machines has been conducted, which shows their uneven character depending on the passage of the cylinder bores above the valve plate slots. In the delivery port the valve plate clamping force is the greatest, which leads to its increased wear. The machine schematic has been developed that allows for strengthening through abrasive grinding of the spherical surfaces of valve plate of axial-piston hydraulic machines.

To enhance durability of parts of the axial-piston hydraulic machines it is proposed to use the electrophysical method of strengthening – an electromagnetic treatment. A number of practical recommendations for the appointment of strengthening modes has been developed: field strength, its variability, duration, time of exposure after the termination that can be used in manufacturing. It has been established that the durability of the spherical supports of connecting rods and pistons of hydraulic machines can be increased up to several times depending on the selected scheme of the electromagnetic effect. The paper proposes at first a combined treatment of the valve plate by magnetic hardening with the application of a copper film through selective transfer with the leveling



of hydrogen influence, which can increase the durability of friction pairs several times. It has been established that the transmission of electromagnetic field in dynamic conditions via antifriction bearings increases their wear resistance and fatigue strength up to several times. However, it is necessary to clearly determine the modes of strengthening, since it is possible to obtain a negative effect as well. Summary data showing the relationship of the pendulum hardness, hydrogen evolution and durability (wear resistance) for all tested pairs of sliding friction and rolling of axial-piston hydraulic machines have been presented in relative units. The step-up ratio of durability is in the range of 1.2 - 2.5 times 30 hours after the termination of magnetic effect, and 1.5 - 2.8 times 100 hours after it. A particularly high effect – up to 8 times – has been noticed for ball bearings with the use of combined hardening treatment.

The combined action of high-speed friction and electric current has been proposed for the first time, which leads to a greater reinforcing effect of the surface layers than without the current. With the combined strengthening, alternating friction is more effective than with unidirectional one, which is manifested in higher microhardness of the surface layers, the thickness of white layers and their wear resistance. The supply of electric current between two friction discs with different polarity to an isolated part causes a higher strengthening effect than the supply of electric current from the disks with one polarity into the part depth. With that we have achieved the increased thickness of white layers up to 450  $\mu\text{m}$ , their hardness, wear resistance and the reduction of the reverse negative effect. The resulting thickness of white layers allows to apply fine grinding after strengthening to obtain the necessary geometry and roughness of working surfaces of the machine parts. The study of the combined friction-electric method of strengthening must be continued to identify new patterns and opportunities of its practical application.

The reliability of experimental data was ensured by using modern measuring complexes and high precision of measuring instruments (the maximum error by the experimental results did not exceed 5 %). The reliability of the obtained scientific results was achieved by repetition of the experiments using the factorial method of planning and statistical methods of analysis and observations processing under Student's t-test, two-factor analysis of variance and the Latin square of the first order.

*Key words:* strengthening, magnetic treatment, wear, leaks, hydrogen influence, reliability, grinding, white layers, taper ratio, durability, pistons, hydraulic machine, friction-electric method.

	11
<b>ЗМІСТ</b>	
	Ст.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	13
ВСТУП	14
РОЗДІЛ 1 АКсіАЛЬНО-ПОРШНЕВІ ГІДРОМАШИНИ ЯК ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ	22
1.1 Стан проблеми. Огляд досліджень з довговічності гідромашин	22
1.2 Вибір об'єкта досліджень	32
Висновки до розділу 1	47
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШЕННЯ І ВИТОКІВ В ЦИЛІНДРОПОРШНЕВИХ ПАРАХ АКсіАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН	49
2.1 Епюри зношення циліндропоршневих пар аксіально-поршневих гідромашин	49
2.2 Визначення витоків у прецизійних плунжерних парах і деякі можливості їх зниження	56
2.3 Підвищення експлуатаційної довговічності плунжерних пар з урахуванням можливості ремонту	62
2.4 Зниження зносу і витоків в прецизійних парах шляхом використання вставок і конструктивних змін	68
Висновки до розділу 2	75
РОЗДІЛ 3 ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПАРИ БЛОК-РОЗПОДІЛЬНИК АКсіАЛЬНО-ПОРШНЕВОЇ ГІДРОМАШИНИ	76
3.1 Аналіз роботи пари блок-розподільник	76
3.2 Підвищення довговічності розподільників гідромашин знакозмінним фрикційним зміцненням	79
3.3 Підвищення довговічності розподільників гідромашин зміцнювальним шліфуванням	81
3.4 Підвищення довговічності розподільника і блоку циліндрів нанесенням канавок на їх робочі поверхні	87
Висновки до розділу 3	90

	12
РОЗДІЛ 4 ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ЕЛЕКТРОФІЗИЧНИМ МЕТОДОМ	92
4.1 Підвищення довговічності сферичних опор шатунів і поршнів гідромашин електромагнітною обробкою	92
4.2 Підвищення довговічності сталевих розподільників гідромашин електромагнітною обробкою	99
4.3 Підвищення довговічності підшипників кочення аксіально-поршневих гідромашин	105
4.4 Вплив електромагнітної обробки на деякі механічні властивості робочих поверхонь	113
Висновки до розділу 4	128
РОЗДІЛ 5 ФРИКЦІЙНО-ЕЛЕКТРИЧНЕ ЗМІЦНЕННЯ ЙОГО МОЖЛИВОСТІ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГІДРОМАШИН	130
5.1 Вплив фрикційного зміцнення сталі і способу пропускання електричного струму на негативний ефект реверсивного тертя	130
5.2 Вплив температурного фактора від пропускання електричного струму на утворення білих шарів	137
Висновки до розділу 5	142
РОЗДІЛ 6 ПРАКТИЧНІ ШЛЯХИ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	144
6.1 Перспективи практичного використання фрикційно-електричного методу зміцнення для підвищення довговічності АПГ	144
6.2 Нетрадиційні шляхи підвищення експлуатаційних характеристик аксіально-поршневих гідромашин з урахуванням можливостей ремонту	155
Висновки до розділу 6	163
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	165
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	167
ДОДАТКИ	180

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ**

АПГ –	Аксіально-поршневі гідромашини
ККД -	Коефіцієнт корисної дії
ММЕС -	Магнітно-яка електротехнічна сталь
НВКФ –	Науково-виробнича комерційна фірма
ОНМА -	Одеська Національна Морська Академія
ПБК -	Пара блок-розподільник
ПАР -	Поверхнево активні речовини
ФЗ -	Фрикціоне зміцнення
ЦПП –	Циліндро-поршневі пари

## ВСТУП

### **Актуальність теми**

У сучасній транспортній техніці знайшли широке застосування аксіально-поршневі гідравлічні машини (АПП). Вони використовуються в якості самостійних комплектуючих виробів і включають функції насосів і гідромоторів. Так, в авторемонтному каталозі довідника НВКФ «Гідравліка» за 2004-2005 рр. наведені 15 галузей техніки. Аксіально-поршневі гідромашини використовуються більш ніж в 500 найменуваннях мобільної техніки, включаючи суднобудування, автомобільний транспорт, залізничні машини, авіацію та інше.

Дослідження довговічності і відмов аксіально-поршневих гідромашин на засобах транспорту дозволили встановити, що АПП є самостійним агрегатом, що використовується для забезпечення заданого тиску робочої рідини рухомого складу і обладнання, яке забезпечує транспортні та вантажно-розвантажувальні роботи. Відмови АПП часто призводять до виведення з експлуатації всього транспортного засобу або часткової втрати його функціональних здібностей. Ремонт гідравлічних машин в основному здійснюємо на спеціалізованих по їх виготовленню заводах. Це і зрозуміло, так як ремонт вимагає застосування прецизійних верстатів, якісних матеріалів, фахівців і випробувальної техніки. Крім цього відбувається постійний процес вдосконалення аксіально-поршневих машин із застосуванням нових технологій і методів, що підвищують термін їх служби. Провідна роль тут відводиться науковим дослідженням, включаючи експериментальні лабораторії.

Незважаючи, однак, на досягнутий прогрес у підвищенні ресурсу аксіально-поршневих гідромашин, цю проблему не можна визнати остаточно вирішеною, так як постійно виникають нові завдання, що вимагають свого вирішення в сучасних умовах стрімкого розвитку транспортної техніки і забезпечення її безперебійної роботи та ефективного ремонту, особливо в експлуатаційних умовах, і по можливості поза спеціалізованих заводів. Тому

актуальність обраної теми дисертаційної роботи є своєчасною і вимагає свого вирішення, тим більше, в умовах стану науки, промисловості і економіки України з нагальною потребою подолання застійних явищ..

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами**

Дисертаційне дослідження виконано відповідно до науково-технічних пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки, затвердженими постановою Кабінету Міністрів України від 7 вересня 2011 р. № 942 «Про затвердження Переліку пріоритетних тематичних напрямків наукових досліджень и науково-технічних розробок на період до 2020 року» сформульованого на основі Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки и техніки» від 11.07.2001 № 2623-III », а також № 516 від 18.04.2006 «Про затвердження державної програми розвитку машинобудування на 2006-2011 роки», та плану проведення науково-дослідних робіт Одеського національного морського університету в рамках держбюджетних НДР: №0113U000812 «Розробка технічних та організаційних основ підвищення ефективності функціонування транспортних засобів» (розділ 1, п. 1.2); «Підвищення ефективності судноремонту шляхом розробки технологічних методів, теоретичних основ виробництва та організаційних принципів управління» (у 2008 - розділ 1, п. 1.2; розділ 2 п. 2.2; 2009 - розділ 1, п. 1.2; 2013 – п.1.1; 1.2; 1.3); №3107 «Перспективи використання наукових розробок, конструктивних рішень нових технологій і організаційних принципів заходів для розвитку транспорту України» (розділ 1.1); №2714 «Оцінка можливостей ефективних методів підвищення довговічності СТС, методології виробництва, управління і ремонту»,

### **Мета і задачі дослідження**

Метою дисертаційного дослідження є підвищення довговічності основних вузлів аксіально-поршневих гідромашин розробкою засобів, які можна застосувати в умовах експлуатації і ремонту.

Виходячи з мети, поставлені наступні завдання дисертаційного

дослідження:

- визначення основних причин відмов вузлів і деталей аксіально-поршневих гідромашин і загальний вплив на їх довговічність;
- визначити епюри зносу і закономірності надходження мастила по довжині поршнів;
- розробка засобів, що підвищують термін служби циліндро-поршневої групи гідромашин;
- вивчити пошкодження контактуючих поверхонь розподільника і блоку гідроциліндрів і розробити засоби, що підвищують довговічність цієї пари;
- вивчити пошкодження сферичних опор шатунів і запропонувати методи підвищення їх ресурсу;
- вивчити причини втрати довговічності вальниць кочення для основного валу гідромашин і запропонувати методи підвищення їх довговічності;
- на основі вивчених закономірностей розвитку ушкоджень деталей і вузлів аксіально-поршневих гідромашин визначити реально здійсненні в ремонтному виробництві та в експлуатаційних умовах методи підвищення ресурсу з подальшим впровадженням.

**Об'єктом дослідження** є деталі й вузли аксіально-поршневих гідромашин засобів транспорту.

**Предметом дослідження** є методи й засоби, що підвищують термін служби аксіально-поршневих гідромашин стосовно до умов експлуатації та ремонту.

### **Методи дослідження**

Аналіз наукової та виробничої літератури, особливостей розвитку пошкоджень деталей і вузлів гідромашин, розробка теоретичних передумов і на їх основі проведення експериментальних досліджень з розробкою практичних рекомендацій. Створення і застосування різних установок для досліджень на зносостійкість з одночасним впливом електромагнітних полів. Використання методів оцінки трибохарактеристик попередньо зміцнених поверхонь по



навантажувальної спроможності і зносостійкості, відомих методів для визначення фізико-механічних і хімічних властивостей поверхневих шарів, а також методів оцінки ефективності зміцнення знакозмінним тертям і обробкою змінним магнітним полем в виробничих умовах і на основі експериментальних результатів і їх теоретичне пояснення.

### **Наукова новизна одержаних результатів**

- удосконалено метод змазування віддалених від торця поршня зон тертя шляхом створення поздовжніх гвинтових мікроканалов на робочих поверхнях поршнів аксіально-поршневих гідромашин;
- встановлено складний характер зносу й витоків циліндро-поршневої групи через нерівномірний притиск блоку циліндрів до поверхні розподільника, з урахуванням впливу конусності, напрацювання і положення поршнів в циліндрах аксіально-поршневих гідромашин;
- розроблено методику комбінованого фрикційно-електричного зміцнення під дією реверсивного високошвидкісного тертя й електричного струму для сталевих сферичних поверхонь блоку гідроциліндрів і розподільників аксіально-поршневих гідромашин;
- розроблено методику комбінованого зміцнення електромагнітною обробкою і подальшим нанесенням мідної плівки виборчим перенесенням для сталевих розподільників, поршнів, шатунів, підшипників кочення аксіально-поршневих гідромашин;
- отримав розвиток метод електромагнітного зміцнення для робочих поверхонь поршнів аксіально-поршневих гідромашин, в якому застосовано найбільш ефективний варіант підведення електромагнітного поля;
- отримав розвиток метод фрикційно-електричного зміцнення для сталевих розподільників аксіально-поршневих гідромашин, в якому застосовано найбільш ефективна схема пропускання електричного струму через зону фрикційного контакту;

- одержано взаємозв'язок по змінінню маятникової твердості, виділенню водню і зносу деталей аксіально-поршневих гідромашин до і після обробки електромагнітним полем;
- розроблено комплексний підхід у вирішенні питань підвищення ресурсу аксіально-поршневих гідромашин із застосуванням для основних деталей методів зміцнення знакозмінних тертям, електрофізичної та електромагнітної обробки, поліпшення умов змазування нанесенням поздовжніх мікроканаловок і поглиблень на робочі поверхні основних пар тертя, що розрізняються за призначенням, матеріалу, характеристикам і режимам роботи.

### **Практичне значення одержаних результатів**

Аналіз зусиль, що виникають при обертанні блоку циліндрів АПГ, дозволив пояснити нерівномірне зношування сферичних поверхонь розподільників в зоні перемички області високого тиску.

Поліпшено умови змазки віддалених від торця поршня зон шляхом створення поздовжніх мікроканаловок, а також пари блок-розподільник нанесенням мікропоглиблень на їх сферичні поверхні, що знижують виникнення задирів і схоплювання і підвищують строк служби на 30-40%.

Спільне застосування фрикційного зміцнення і електромагнітної обробки підвищує термін служби деталей аксіально-поршневих гідромашин в 1,8-2,5 рази без істотних виробничих витрат, що підтверджується відповідними виробничими випробуваннями.

Встановлено, що ефективність фрикційного зміцнення може бути істотно підвищена за рахунок застосування комбінованого фрикційно-електричного зміцнення з пропусканням струму між зміцнювальними дисками і сталеною деталлю. Таке комбіноване зміцнення високошвидкісним знакозмінним тертям і електричним струмом підвищує товщину білих шарів до 250-450 мікрметрів, що дозволяє навіть використовувати заключне тонке шліфування без зниження якості зміцнених поверхонь.

Розроблені рекомендації з вибору режимів напруженості

електромагнітного поля, схем електромагнітної обробки і робочих параметрів зміцнення знакозмінним тертям деталей можуть бути використані як на стадії проектування, так і на етапі експлуатації аксіально-поршневих гідромашин засобів транспорту.

Основні методи підвищення довговічності деталей АПГ пройшли апробацію в судноремонтній компанії «SIGRAN» LLC, про що свідчать відповідні акти, які підтверджують практичну цінність результатів.

### **Особистий внесок здобувача**

полягає в отриманні наукових результатів, в розробці методики досліджень, в плануванні і проведенні експериментів, в обробці, аналізі та інтерпретації отриманих результатів; в розробці та впровадженні нових методів зміцнення деталей гідромашин на судноремонтному підприємстві; і у формулюванні висновків, і в написанні дисертації.

Внесок дисертанта в роботі [2] полягає в обробці отриманих результатів вимірювань, в проведенні випробувань на зносостійкість розподільників зі сталі 38Х2МЮА в парі з блоком гідроциліндрів з бронзи БрО-12 гідромашини 210.25 на машині тертя на базі твердоміра ТШ-2. В роботах [3], [6], [10], [11], [13] здобувач приймав участь у постановці й проведенні експериментів, обробці даних вимірювань та формуванні висновків, здобувачеві належить створення лабораторних пристроїв та проведення експериментів по зміцненню розподільників гідромашин та експериментальних зразків. В роботі [4], враховуючи місце роботи на судноремонтному підприємстві, дисертанту належить особисте проведення випробувань з позитивними результатами складових плунжерів та плунжерів з гнучкою повздовжньою віссю на базі насосів зріджених газів НСГ.

Створення лабораторних пристроїв для визначення витоків гідравлічного масла по довжині плунжера, проведення експериментів, побудову епюр зносу та їх аналіз здобувач провів в роботах: [5], [15], [7], [12].

В роботі [8] дисертанту належить розрахунок загального притискового

зусилля блока циліндрів до розподільника та розробка пристрою для зміцнення і проведення експериментів. В роботі [1] здобувачу належить створення лабораторних пристроїв, участь в проведенні експериментів, що дозволяють здійснювати вивчення впливу тертя на виділення водню з сталевих робочих поверхонь. Внесок у роботах [14], [15] є аналіз даних, порівняння результатів, випробування розподільників, блоку циліндрів, поршнів аксіально-поршневих гідромашин нетрадиційними методами: 1) із застосуванням поверхнево-активної речовини; 2) створення умов для виникнення вибіркового переносу; 3) застосування активних твердих змазок.

Здобувач приймав участь в розробці пристроїв у патентах: Патент №91900 Україна, МПК9С21В 1/04. Притир розподільників гідромашин; Патент №91907 Україна, МПК9С21В 7/00. Пристрій для зміцнення розподільників гідромашин

### **Апробація результатів дисертації**

Основні результати досліджень доповідалися і обговорювалися на наукових конференціях і семінарах: Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні інформаційні та Інноваційні технології на транспорті (MINTT-2009)» (м. Херсон, 2009), на науково-методичній конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики» (ОНМА, Одеса, 2005), на III Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів та аспірантів «Підвищення надійності машин та обладнання» (м. Кіровоград, КНТУ, 2009), на II Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні наукові досягнення - 2007 » (м. Дніпропетровськ, 2007), на щорічних науково-технічних конференціях Одеського національного морського університету (2008-2012 рр.), на Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та Океанотехніці» (м. Миколаїв, НУК ім. адм. Макарова, 2018).

### **Публікації**

За результатами проведених досліджень автором опубліковано 16 наукових праць, з яких: 13 статей у наукових фахових виданнях України; 2 статті

- у збірниках, зарубіжних та міжнародних видавництвах, які включено до міжнародних наукометричних баз; одна колективна монографія. Отримано 2 патенти України на винахід №91900 і 91907.

### **Обсяг і структура дисертації**

Дисертаційна робота викладена на 194 сторінках друкованого тексту, складається зі вступу, 6 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та 3 додатків. Обсяг основного тексту дисертації складає 153 сторінок друкованого тексту. Робота ілюстрована 11 таблицями та 83 рисунками. Список використаних джерел містить 136 найменувань, з них 128 кирилицею та 8 латиницею.

# РОЗДІЛ 1

## АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВІ ГІДРОМАШИНИ ЯК ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 1.1 Стан проблеми. Огляд досліджень з довговічності гідромашин

Усі без винятку вироби різних галузей машинобудування з часом втрачають свої службові характеристики і виводяться з експлуатації. Час їх функціонування залежить від багатьох причин і визначається узагальненим поняттям – надійністю. Надійність – це властивість об'єкта зберігати в часі у встановлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати необхідні функції в заданих режимах в умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання й транспортування. За ДСТУ 2860-94 з введенням Держстандарту України № 333 від 28 грудня 1994 р. надійність є комплексною властивістю, яка в залежності від призначення об'єкта та умов його застосування може включати безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збереженість або певні поєднання цих властивостей. Таке узагальнене поняття повною мірою відноситься до різноманітних об'єктів транспортної техніки і їх ремонту. Особливо безвідмовність як властивість безупинно зберігати працездатний стан протягом заданого часу або напрацювання. Від цієї властивості, точніше її дотримання, залежить життя людей. Наприклад, якщо згадати, що на сучасних літаках ми вирушаємо в політ без індивідуальних парашутів, покладаючись повністю на безвідмовність роботи такої складної техніки.

Не менш важливим показником є довговічність об'єкта, яка визначається як його властивість зберігати працездатний стан до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування й ремонту. Це дуже багатомісний термін, що добре можна проілюструвати на кількох проблемах техніки.

Добре відомо, що всі машини й механізми при експлуатації зношуються. Однак сучасний стан науки про тертя і зношування вказує на всеосяжний характер

терміну і його дуже широку диференціацію і різні школи вчених. Так, наприклад, школа І.В. Крагельського з учнями досліджує тертя і зношування на основі контактів мікронерівностей контртіл, їх пружних і пластичних деформацій і втомного зношування [1-4].

Численні роботи Б.І. Костецького з учнями з окислювального зношування [5-7], Л.Б. Бершадського з енергетики тертя [7, 8], Н.Л. Голего, І.В. Носовського за впливом газових середовищ на зношування [9-12], праці І.М. Хрущова та інших вчених з абразивного зношування [13-15], Боудена й Тейбора [16] про природу тертя, Хмельницької школи проф. А.Г.Кузьменка, що розкривають особливості деформування контактуючих поверхонь [17], В.Д. Євдокимова з питань знакозмінних зсувних деформацій і фізико-хімічних процесів при терті ковзання з проявом ефектів фізико-хімічної механіки матеріалів [18-21]; численні праці Д.Н. Гаркунова з виборчого переносу, ефекту беззношуваності і водневого зношування [22, 23]; проф. Ю.Н. Дроздова [24, 25] і багатьох інших вчених показує наскільки в терміні «тертя» міститься багато фундаментальних робіт. Якщо до цього ще додати дослідження з гідродинаміки підшипників ковзання, то стане цілком зрозумілим той факт, що на загальних конференціях збираються вчені, що працюють в галузях тертя, зношування і змащування машин, які через безліч проблем і методів досліджень часто не можуть зрозуміти один одного й оцінити досягнуті результати.

Ще одна галузь, яка оцінює довговічність машин, – це втомна міцність. Вона характерна застосуванням інших методів, випробувальних машин і розрахунків і своїми науковими школами. Наприклад, проф. Н.В. Олейника [26], В.В. Шевелі, Г.С. Калди [27], акад. Г.В. Карпенка [28] і багатьох інших вчених [29-38].

Якщо до цих прикладів ще додати праці зі зміцнювальних технологій і їх вплив на довговічність машин [20, 36, 39-43], то стане цілком очевидною багатоплановість сучасних досліджень, спрямованих на підвищення терміну

служби виробів техніки.

Так високошвидкісне тертя ковзання вивчалось Г.В. Карпенком і Ю.І. Бабієм [28, 39, 44-47] для отримання суцільних білих шарів і застосовувалося для зміцнення робочих поверхонь деталей машин. Відомі й інші роботи, що становлять науковий інтерес [48-53]. Однак, особливо оригінальні дослідження А.М. Євдокимової, яка займалася високошвидкісним знакозмінним тертям і довела експериментально його переваги над односпрямованим для швидкого формування суцільних білих шарів з високою зносостійкістю, корозійною стійкістю і твердістю [41, 54, 55].

Важливою властивістю надійності є ремонтпридатність – здатність об'єкта або його пристосованість до підтримання та відновлення працездатного стану шляхом технічного обслуговування й ремонту. Однак ремонт, відновлення відносяться до технологічних методів, застосування яких базується на прийнятних технологіях, можливостях заводських цехів і ремонтних майстерень. Наприклад, у польових умовах або на судах в рейсі.

У сучасній техніці, і особливо транспортній, знайшли широке застосування різні гідравлічні машини й системи [56]. Їх дослідження відрізняється рядом переваг. Однак, як і будь-які вироби техніки, вони повинні постійно вдосконалюватися. Тому вимоги щодо їх надійності весь час зростають. Це підтверджується тією увагою, яка приділяється питанням безвідмовності, довговічності та ремонтпридатності в працях вчених, інженерів, виробничників [57].

У циліндропоршневих гідравлічних машинах, до яких відносяться насоси й мотори, міститься досить багато прецизійних пар тертя із зазорами в декілька мікрон. Збільшення цих зазорів призводить до різкого зростання витоків і, як наслідок, до втрати продуктивності гідромашин. Адже величина витоків через щілину визначається за формулою [58]:



$$Q = \frac{\pi d_1 h_0^3 \Delta p}{12 \gamma \rho l},$$

де (для нас це зараз важливо)  $h_0^3$  - зазор або розмір щілини в кубі.

де  $h_0^3$  - (для нас це зараз важливо) висота зазору в кубі (!) при концентричному розташуванні плунжера в отворі, м;

$d_1$  - діаметр плунжера, м;

$l$  — довжина щілини в напрямку витоку, м;

$\gamma$  - кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  - щільність, кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta p$  - є перепад тиску від входу до виходу з щілини на даній ділянці, Па.

Плунжери або поршні й гільзи гідромашин виготовляють, як правило, за першим та другим класами точності. Для плунжерів діаметром 20 мм діаметральний зазор рекомендується 5-10 мкм. Звичайно, зазор бажано призначати ще менше. Але викликають серйозні труднощі перетворення залишкового аустеніту в сталі в мартенсит. При цьому відбувається збільшення розмірів сталевих плунжерів через різницю в питомих обсягах аустеніту й мартенситу, що може викликати заклинювання плунжерів у отворах блоку циліндрів. Щоб стабілізувати розміри таких сталей, як 18X2H4BA, ШХ15, Х12Ф1 та аналогічних, застосовують ретельний відпуск (старіння), а також обробку деталей холодом при температурі мінус 70°C.

Витоки в плунжерних парах, а також в парах блок-розподільник в основному регламентують роботу гідромашин. У результаті вони піддаються ремонту. Таких процедур, при яких гідронасоси та гідромотори демонтуються з машин, може бути кілька. Типовий графік життєвого циклу виробів з урахуванням ремонту або відновлення деталей описаний в роботі [59]. Однак, для прецизійних пар гідромашин, витоки в яких визначаються зазором або зносом в кубі, а

зниження продуктивності, робочих характеристик відбувається крутіше.

Звідси виникає проблема підвищення довговічності таких важливих пар тертя.

У даний час тривають процеси інтеграції різних наукових напрямків і нових встановлених ефектів у, здавалося б, раніше прийнятій моноконцепції, що дає свої позитивні результати в промисловості. Поступово долаються стереотипи «стандартних» поглядів на можливості застосування нових технологій для підвищення надійності машин.

Тут доречно навести випадок, який стався на заводі «Будгідравліка» з автором патенту [60]. Так, у результаті досліджень ним було встановлено, що негативний ефект реверсу з підвищеним у кілька разів зносом поверхонь тертя можна використовувати для прискорення припрацювання аксіально-поршневих гідромашин з істотним збільшенням зносостійкості їх прецизійних пар.

Для цього було запропоновано замість односпрямованого тертя протягом не менше 5-8 годин обов'язкового припрацювання на заводських стендах всіх аксіально-поршневих насосів і моторів, що випускаються великими серіями, застосувати новий метод припрацювання з використанням реверсивного припрацювання гідромашин і з поступово зростаючим навантаженням на тиск не 100, а 160 атмосфер. При цьому обов'язковим було введення в робоче мастило 2,5-3% поверхнево-активної речовини і скорочення часу заводського припрацювання (обкатки) до 20 хвилин. Попередні заводські дослідження показали блискучі результати і можливість отримання значного економічного ефекту.

У результаті, як згадує В.Д. Євдокимов, він особисто привіз на завод необхідну кількість поверхнево-активної речовини, задав жорсткий режим роботи випробувальних стендів і просив залити цю рідину в них. Усе було зроблено правильно: встановлений жорсткий реверсивний режим обкатки, скорочено час на 20 хвилин, а пляшечки з рідиною залишені осторонь, як особистий замір. Добре, що сам автор з'явився через 15 хвилин з початку роботи стендів. Інакше все б

заклинило з поломками гідромашин. Після цього випадку В.Д. Євдокимов читав у популярній формі лекції для ІТП заводу про фізичні принципи нового способу припрацювання вузлів тертя. Бо ж річна програма виготовлення таких гідромашин становила близько 20 тисяч!

Як видно з перерахованих вище досліджень, у сучасній техніці, особливо транспортній, важливу роль відіграють поршневі гідравлічні насоси й мотори. Ремонт цих машин утруднений через наявність прецизійних пар, оскільки вимагає точного обладнання і відповідного кваліфікованого персоналу. Тому виникає проблема підвищення надійності циліндропоршневих пар, блоку-розподільника та інших деталей з розробкою науково обґрунтованих методів, застосування яких можливе в невеликих майстернях.

Аксіально-поршневі гідромашини мають різну довговічність, залежну від умов експлуатації. Так, за даними Н.Г. Грінчар [61], об'ємний ККД таких машин виражається кривими, представленими на рис.1.1.

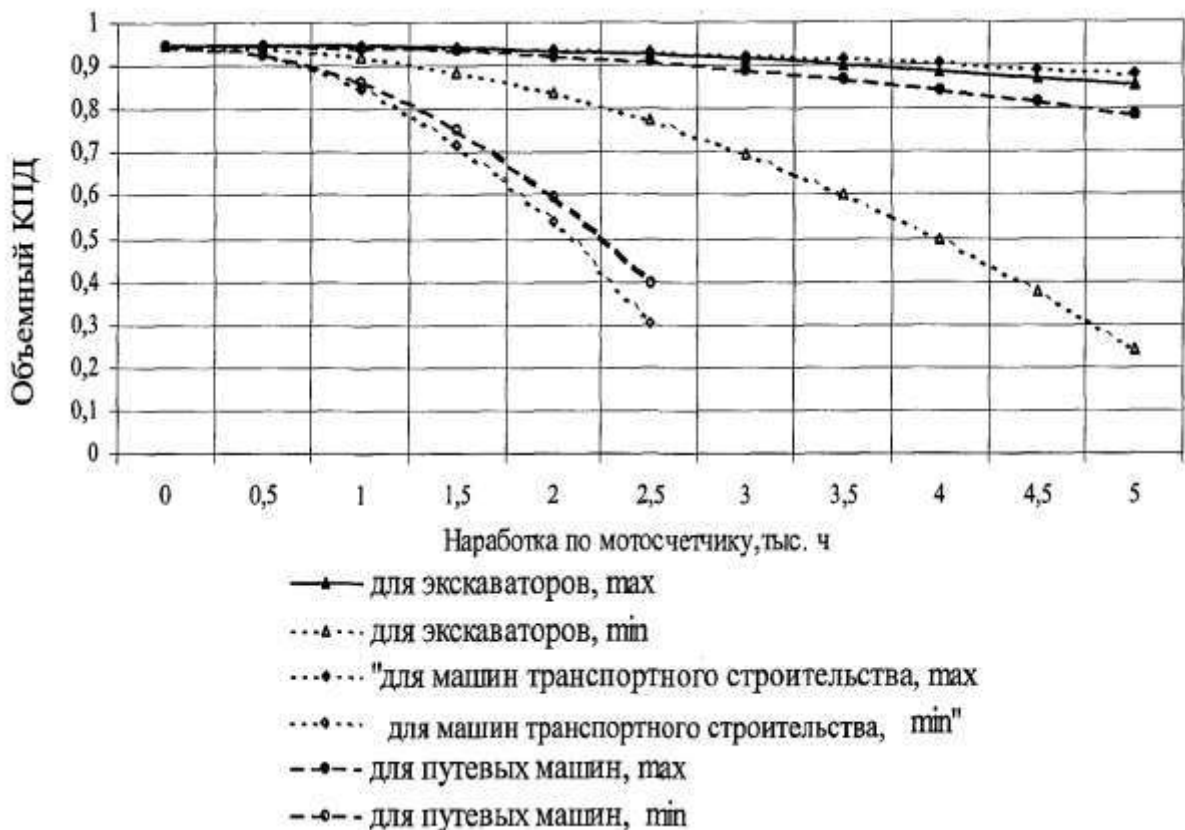


Рис. 1.1 Зміна об'ємного ККД аксіально-поршневих гідромашин

Видно, що для колійних машин він сильніше за всіх інших місць установки гідромашин знижується. Потім його падіння помітне для екскаваторів, хоча воно не так виражене, як для колійних машин, але в цілому лежить у межах 1,5-2 тисяч мотогодин в порівнянні з 1,0-1,5 тис. годин для колійних машин. Якщо ж гідромотори встановлені для здійснення функцій приводу обертання, наприклад, у колійних машинах, то об'ємний ККД знижується ще більше й лежить у межах 0,5-1,0 тис. мотогодин (рис. 1.2).



Рис. 1.2 Зміна об'ємного ККД приводу обертання

У ці дані [61] включені відмови двох типів – зносних  $P_1(t)$  і раптових  $P_2(t)$ . Тоді загальна ймовірність безвідмовної роботи визначається за формулою:

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t)$$

З урахуванням спільної дії експоненціального і нормального законів відмов (рис. 1.3) визначається середній час напрацювання на відмову.

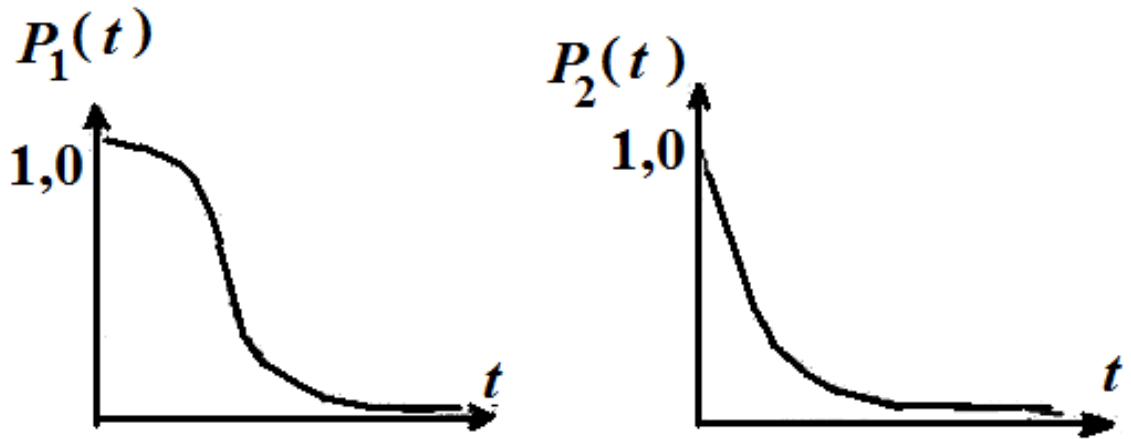


Рис. 1.3 Відмови двох типів: ізносних  $P_1(t)$  і раптових  $P_2(t)$



Рис. 1.4 Імовірність безвідмовної роботи аксіально-поршневих гідромашин



Рис. 1.5 Ймовірність безвідмовної роботи гідроприводу обертання

Так, ймовірність безвідмовної роботи аксіально-поршневих гідромашин для різних видів техніки представлена на рис. 1.4. А для гідроприводів обертання – на рис. 1.5. З рис. 1.4 і 1.5 видно досить-таки суттєве зменшення ймовірності безвідмовної роботи гідроприводу в залежності від напрацювання й місця установки аксіально-поршневих гідромашин.

Ці залежності дозволили запропонувати формули для визначення часу безвідмовної роботи аксіально-поршневих машин [61]. А також зроблена оцінка впливу концентрації продуктів зносу в мастилах з урахуванням надходження продуктів зносу і домішок в мастило при сталій інтенсивності зносу і відомій швидкості витоків мастила з гідросистем

$$K = \frac{K_0 \exp q_n t}{Q} + \frac{q - q_n t}{Q}$$

Метод розроблений на основі спектрального аналізу робочої рідини з урахуванням того, що інтенсивність спектральних ліній пропорційна концентрації елементів в аналізованій пробі. У загальному вигляді ця залежність виражається рівнянням Ломакіна-Шайбе:

$$I = aK^b,$$

де  $I$  – інтенсивність спектральної лінії;

$K$  – концентрація елементів у пробі;

$a, b$  – параметри, які для обраної спектральної лінії є постійними у великому інтервалі концентрацій;

$K_0$  – початкова концентрація продуктів зносу в мастилі;

$q$  – швидкість надходження продуктів зносу і домішок у мастило;

$Q$  – початкова маса мастила;

$t$  – напрацювання в часі до зміни мастила;

$q_n$  – швидкість циркуляції мастила через фільтр.

Якщо ж гідросистема працює з витратою мастила понад 5% і без урахування палива, то у наведену формулу для визначення  $K$  до другого доданку додається множник

$$\ln\left(1 - \frac{q_y}{Q}\right)$$

На думку автора роботи [61], розроблений метод дає оцінку загального стану гідромашини. Однак з нашого погляду, концентрація елементів у мастилі повинна неоднозначно впливати на зношення. Тим більше, що є елементи, що спеціально додаються в мастила, які можуть істотно знижувати зношення пар тертя гідромоторів і насосів, і вносити зміни в спектральні лінії. Наприклад, мідь, її сплави [22], олово, йод та інші [18].

Питанням підвищення надійності гідропроводів лісових машин присвячена

робота А.П. Павлова [62]. У ній проведений цікавий аналіз гідромеханічних ланцюгів для різних видів лісових машин із застосуванням правила вузлів з відповідними рівняннями і їх рішенням з дотриманням умови нерозривності рухомих елементів конструкції і потоків рідини. Однак гідромотори та насоси аксіально-поршневого типу в цій роботі не розглядаються, хоча загальний підхід для визначення надійності гідравлічних ланцюгів і пристроїв становить інтерес і може бути використаний для інших систем.

Розглядаючи особливості роботи аксіально-поршневих гідромашин, можна дійти висновку щодо вибору напрямку досліджень, пов'язаних з підвищенням надійності їх вузлів тертя шляхом розробки нових технологій і конструкторських прийомів. Тим більше, що ці виробни, маючи в своєму складі пари тертя ковзання і кочення, які при, здавалося б, рясному змащенні і постійному вивченні, увазі вчених і виробничників і досягнутих результатах, все ж повинні відкривати нові шляхи підвищення їх надійності.

Відтак повинні з'явитися і змінені технології та вимоги до ремонту, відновлення, максимально пристосовані до здійснення в невеликих майстернях, наприклад на морських суднах, у берегових службах або господарствах.

## **1.2 Вибір об'єкта досліджень**

Багато сучасних виробів машинобудування оснащуються гідравлічними машинами – моторами та насосами. Їх конструктивна різноманітність не така вже й велика [63-65], хоча застосування досить широке [65, 66]. Так, наприклад, аксіально- і радіально-поршневі гідромашини використовуються як комплектуючі в понад 500 найменуваннях мобільної техніки: екскаваторах, автомобільних і суднових кранах, маніпуляторах, автогрейдерів, навантажувачів, дорожніх котків, у бурильно-кранових машинах, машинах для лісопромислового, нафтового та газового комплексів, для видобутку вугілля, у залізничній техніці, металургії, автобудуванні, літакобудуванні та інших галузях промисловості. На



додаток до сказаного нижче наведена табл. 1.1.

Таблиця 1.1

### Застосування гідравлічних машин

№	Галузь застосування
1	Будівельно-дорожня техніка
2	Сільськогосподарські машини
3	Гірничодобувні машини
4	Енергетика (вітроенергетичні машини)
5	Бурове та геологорозвідувальне обладнання
6	Комунальні машини
7	Металургійне виробництво
8	Залізничні машини
9	Верстатобудування
10	Суднобудування
11	Лісові машини
12	Інженерне забезпечення військ
13	Нафтогазовидобувна галузь
14	Машини для ліквідації надзвичайних ситуацій
15	Аеродромне обслуговування

Весь перерахований комплекс у цілому забезпечується обладнанням, що випускається НВКФ «Гідравліка», ВАТ «Пневмобудмашина», ВАТ «Будгідравліка», Мелітопольським заводом тракторних агрегатів (гідророзподільники), а також Єкатеринбурзьким ВАТ «Пневмостроймашина», Андижанським машинобудівним заводом, Кіровоградським заводом «Гідросила», включаючи ремонт з виготовленням окремих частин, у тому числі імпортного гідрообладнання таких фірм як Kato, Hitachi, Rexroth, Volvo, Orsta та ін.

Значна частина продукції відводиться аксіально-поршневим гідромашинам, частка яких за різними джерелами в середньому становить близько 60% регульованого і нерегульованого виконання і залежить, звичайно, від спеціалізації фірм і заводів.

Так, наприклад, Одеський завод «Будгідравліка» спочатку випускав корабельні ланцюги, а потім з приходом нового прогресивного директора Г.К. Добринського освоїв виробництво невеликих аксіально-поршневих гідромашин типу М5 з провідним карданом і плоским контактом блоку циліндрів з розподільником, потім перейшов до більш сучасної конструкції моторів і гідронасосів серій 210.25 і 210.32 і налагодив спочатку багатосерійне, а потім масове виробництво. Згодом було освоєно виробництво високомоментних радіально-поршневих гідромашин.

Уявлення про конструктивні особливості аксіально-поршневих гідромашин дає рис. 1.6.



а – регульовані гідромашини;



б - нерегульовані гідромашини

Рис. 1.6 Будова гідромашин

Як бачимо, принцип дії цих гідромашин однаковий. Усі вони мають аксіальні, тобто уздовж осі обертання блоку гідроциліндрів поршні і розподільники з плоскою або сферичною поверхнею прилягання до блоку. В останні роки аксіально-поршневі гідромотори та гідронасоси отримали нові позначення. Перехідну табл. 1.2 позначень наведено нижче, а схема розшифровки або структура цифр описана в каталозі-довіднику [66]. Це для нас буде важливо при виборі об'єкта досліджень – конкретної моделі.

Значення поправочного коефіцієнта  $K$ 

Умови експлуатації виробу (за Сотсковим Б.С.)	$K$
У лабораторних і впорядкованих приміщеннях	1
У стаціонарних наземних пристроях	10
На кораблях при монтажі приладів в захищених відсіках	17
На автопричепях	25
На залізничних платформах	25-30
У високогірній апаратурі	80
До складу бортової апаратури:	
на літаках	120-150
на керованих снарядах	300-350
на сучасних ракетах	900-1000

Як і будь-які вироби машинобудування, аксіально-поршневі гідромашини при експлуатації втрачають свою довговічність. І це відбувається навіть всупереч роботі деталей і вузлів в умовах рясного змазування. Аналіз літературних джерел щодо довговічності таких гідромашин показує [67-76], що зниження з часом їх робочих характеристик відбувається в першу чергу через зношування прецизійних деталей і, як наслідок, виникнення підвищених витоків.

Так, О. В. Ащеулов [68] зробив аналіз відмов аксіально-поршневих машин за трьома напрямками: за літературними джерелами, обробкою паспортів гідромашин, які продаються в даний час на ринку; з експертного аналізу незалежних фахівців з великим стажем роботи. У цій праці наводяться дані щодо інтенсивності відмов аксіально-поршневих регульованих і нерегульованих насосів і моторів, а також за іншими видами гідравлічного обладнання. Робиться висновок, що в одного й того самого гідравлічного обладнання, одного й того самого заводу в паспортах кінця 80-х – початку 90-х років значення ресурсу і напрацювання на відмову значно вищі, ніж у паспортних за 2003-2005 роки. Пояснень немає. Ймовірно, йде процес перестраховки на якість продукції або

зміна технологій в гірший бік. А спроби отримати від заводів реальні відомості, як стверджується в роботі [68], не є можливими.

У такій ситуації не має великого значення використання складних наукових теорій і громіздких розрахунків, що не відображають реальну довговічність. Тому пропонується [70] спрощена залежність для визначення інтенсивності відмов:

$$\lambda = \lambda_0 K,$$

де  $\lambda_0$  - інтенсивність відмов при лабораторних випробуваннях;

$K$  - безрозмірний поправочний коефіцієнт, що враховує умови випробувань за табл. 1.2.

Як видно з цієї таблиці, поправочний коефіцієнт для лабораторних умов випробувань прийнятий за одиницю. Залежно від експлуатаційних умов він може досягати 900-1000 (для ракет), а для наземного транспорту – 25-30. Діапазон досить великий. У результаті робиться висновок:

Через суперечності даних щодо інтенсивності відмов вітчизняного та іноземного гідрообладнання і, зокрема, аксіально-поршневих машин, ускладнених і сильно теоретизованих розрахунків, що ускладнюють без належного ефекту проектні розрахунки, необхідно продовжувати в цій галузі проведення досліджень експериментального й теоретичного характеру.

У принципі, до такого самого висновку і з низкою рекомендацій схиляються і фахівці з надійності гідроприводу і систем при обговоренні цього питання на сторінках журналу «Гідравліка, пневматика, приводи» [77]. На даний час провідними фірмами досягнуто значного прогресу в розвитку гідравлічних компонентів. Для насосів і гідродвигунів – це багаторазове розширення номенклатури (у тому числі за рахунок уведення керуючої електроніки), підвищення технічних параметрів, наскрізна уніфікація приєднувальних розмірів, поліпшення умов експлуатації (перш за все, зниження шуму), широке використання принципів агрегаткування, комплектні поставки з одних рук, можливість роботи на водомістких робочих рідинах (РР).

На сьогоднішній день в основному поширені порядку 345 типів (3156 типорозмірів) насосів і гідродвигунів вітчизняних товаровиробників, підприємств і фірм країн СНД і Балтії, а також продукції, що міститься в новітніх каталогах (2000-2009 рр.) провідних іноземних фірм:

- Atos,
- Bieri,
- Bondioli,
- Bosch Rexroth,
- Calzoni,
- Diplomatic,
- Eaton Vickers,
- Galtech,
- HANSA-TMP,
- HKS,
- Kawasaki,
- miniBOOSTER,
- Moog,
- Parker Denison,
- Ronzio, SALAMI,
- SAI,
- Sauer Danfoss,
- Staffa,
- VOAC и Yuken.

Інформаційні матеріали дозволяють виділити найбільш загальні характеристики насосів (табл. 1.3).

Таблиця 1.3

## Порівняльні характеристики сучасних гідронасосів провідних фірм виробників за п'ятибальною шкалою

Типи насосів		Робочий об'єм, $V_0$ , см <sup>3</sup>	Тиск, $p$ , МПа	Характеристики					
				Діапазон швидкостей	Діапазон тисків	Діапазон в'язкостей	Рівень шуму	Термін служби	Вартість
Шестеренні	зовнішнього зачеплення	0,19...250	31	5	4	5	2	3	5
	внутрішнього зачеплення	1,7...250	33	4	4	4	5	4	4
Пластинчасті		2...267	35	3	3	3	4	5	4
Аксіально-поршневі з похилим боком	нерегульовані	5...1000	42	4	5	5	3	4	3
	регульовані	12...1000	35						
Аксіально-поршневі з похилим диском	нерегульовані	0,1...500	50						
	регульовані	6,3...1000	41						
Радіально-поршневі	нерегульовані	0,4...1250	100	3	5	5	4	5	3
	регульовані	19...500	50						
Гвинтові		15...3500	20	4	4	5	5	5	3

Як видно з табл. 1.3, аксіально-поршневі насоси підрозділяються на дві великі групи: з похилим блоком і з похилим диском. Типовим представником першої групи є насоси F11 (рис. 1.7) фірми Parker (VOAC), що мають ряд інноваційних рішень: ведення блоку через конічну зубчасту передачу з кутом  $40^\circ$ , можливість гойдання поршнів у робочих камерах блоку (ущільнення поршневими кільцями), конструктивно спрощене з'єднання поршнів з фланцем приводного вала.

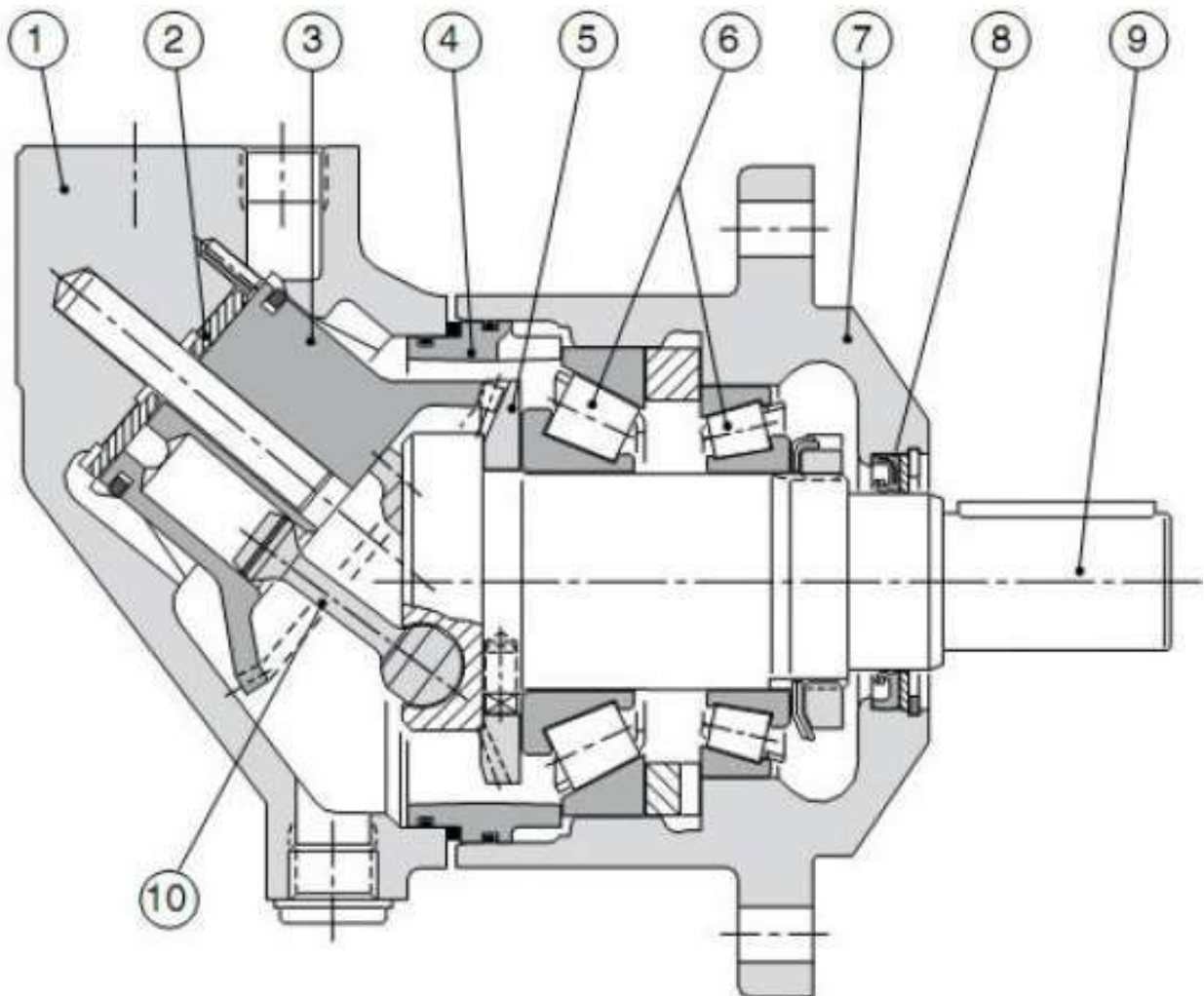
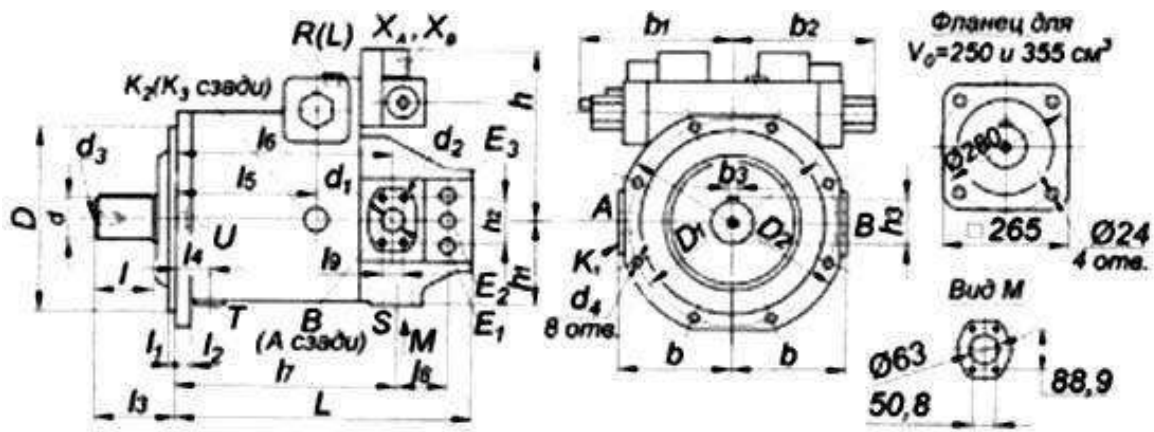


Рис. 1.7 Насос F11 фірми Parker:

- 1 – корпус блоку циліндрів; 2 – клапанна дошка;  
 3 – блок циліндрів; 4 – напрямна втулка з кільцями ущільнювачів; 5 – шестерінчасте колесо розпредвала; 6 – конічний підшипник; 7 – корпус підшипника;  
 8 – сальникове ущільнення вала; 9 – приводний вал;  
 10 – поршень з ущільнювальним пластинчастим кільцем





A и B - линии подвода; S - всасывание; T - дренаж  $d_3$ ;  $E_1 E_2$  - подключение фильтра M33x2;  $K_1$  - прокатка M33x2;  $K_2 K_3$  - прокатка  $d_4$ ; R (L) - заполнение и выпуск воздуха  $d_7$ ; U - прокатка подшипников  $d_5$ ;  $E_3$  - подключение внешнего износа подпитки M33x2

Пример A4CSG 500 EPG/30R-XXB35F99-4N  
750

Не входит в комплект поставки

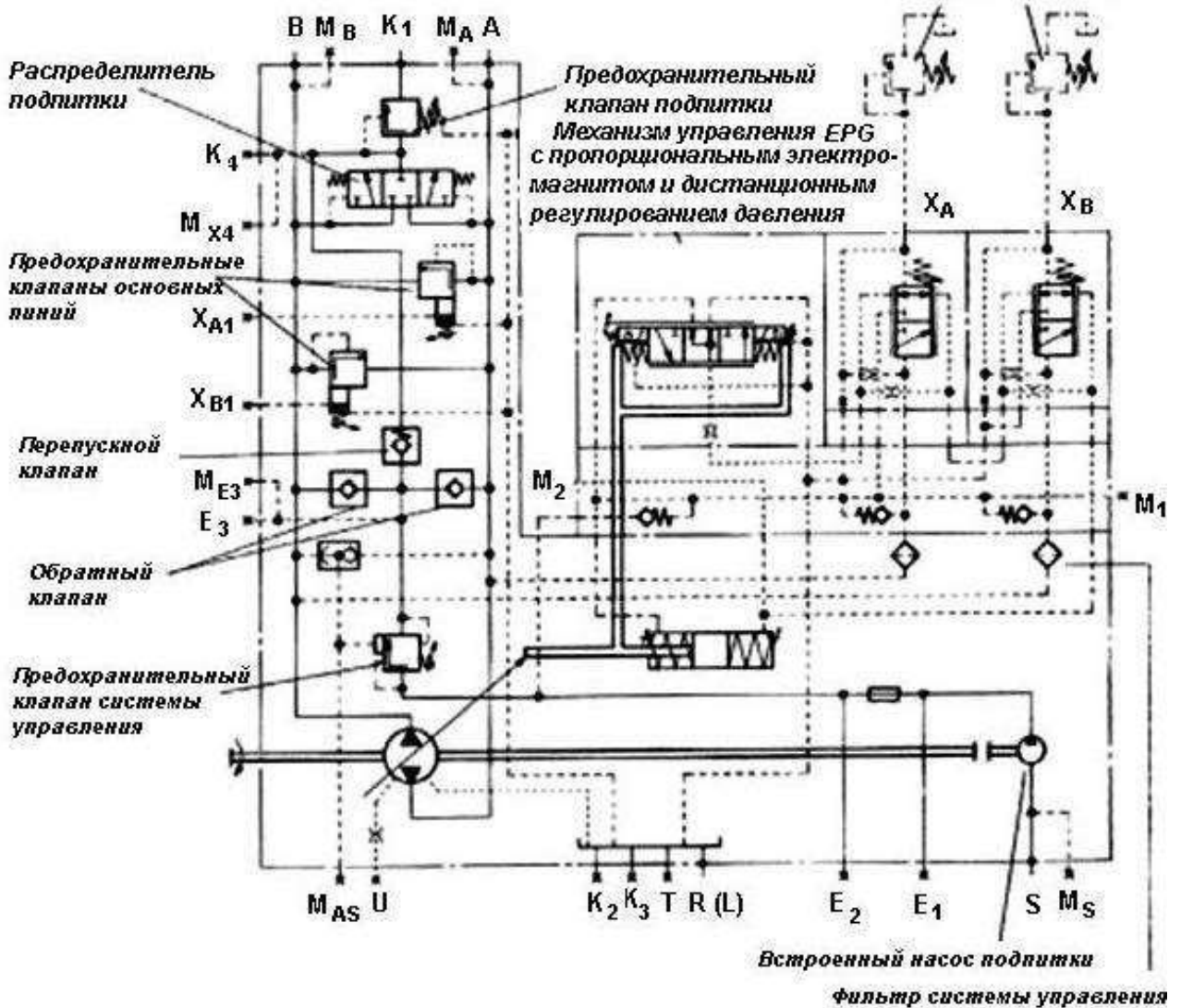


Рис. 1.8 Насос A4CSG фирмы Bosch Rexroth

Найбільш інтенсивно розвиваються насоси з похилим диском, у яких конструктивно вдається реалізувати велику кількість різних механізмів управління, забезпечити багатопотокові зв'язки, укомплектувати насос допоміжними гідроагрегатами (особливо для мобільної техніки). Як приклад на рис. 1.8 показаний насос A4CSG фірми Bosch Rexroth для замкнутої циркуляції і його гідравлічна схема, яка містить основний і допоміжний насоси, механізм управління з пропорційним електромагнітом і дистанційним регулюванням, розподільник і запобіжний клапан підживлення, запобіжні клапани основних гідроліній і системи управління, антикавітаційні клапани, вбудовані фільтри системи управління. Важко назвати цю гідромашину насосом, точніше – це комплектний гідропривід.

Серед найбільш вживаних механізмів управління можна відзначити: ручний; механічний; із заданим електродвигуном; дискретний електричний; стежачий гідравлічний; гідравлічний для прямої перестановки або з гідропідсилювачем; гідравлічний у функції витрати через дросель у поршні керуючого циліндра; компенсатор тиску (можливо, з дистанційним гідрокеруванням, електричним перемиканням на два рівні або пропорційним електроуправлінням); компенсатор тиску, чутливий до навантаження (LS); стабілізатор тиску і подачі; регулятор потужності (можливо, з дистанційним регулюванням і LS); стабілізатор крутильного моменту; механізми з керуванням від двох пропорційних електромагнітів, пропорційного або дроселюючого гідророзподільника зі зворотним зв'язком по куту повороту похилого диска і/або тиску в напірній лінії. Насоси для замкнутої циркуляції в багатьох випадках мають двоконтурне регулювання приводного електродвигуна, що дозволяє реверсувати нагнітальний потік РР без застосування гідророзподільників.

Були спроектовані й випробувані аксіально-поршневі гідромашини з «конічним регулюванням» робочого об'єму (патенти № 2083871, 20813416, 2081347, 2081348). Новий спосіб зміни [7] робочого об'єму АПГ з похилим блоком

циліндрів – кінчне регулювання, полягає в тому, що розподільник виконаний з можливістю повороту щодо осі, яка проходить через точку перетину осей блоку циліндрів і вала гідромашини під гострим кутом. На рис. 1.9 показано осьовий переріз АПГ з кінчним регулюванням при мінімальному й максимальному робочому обсязі.

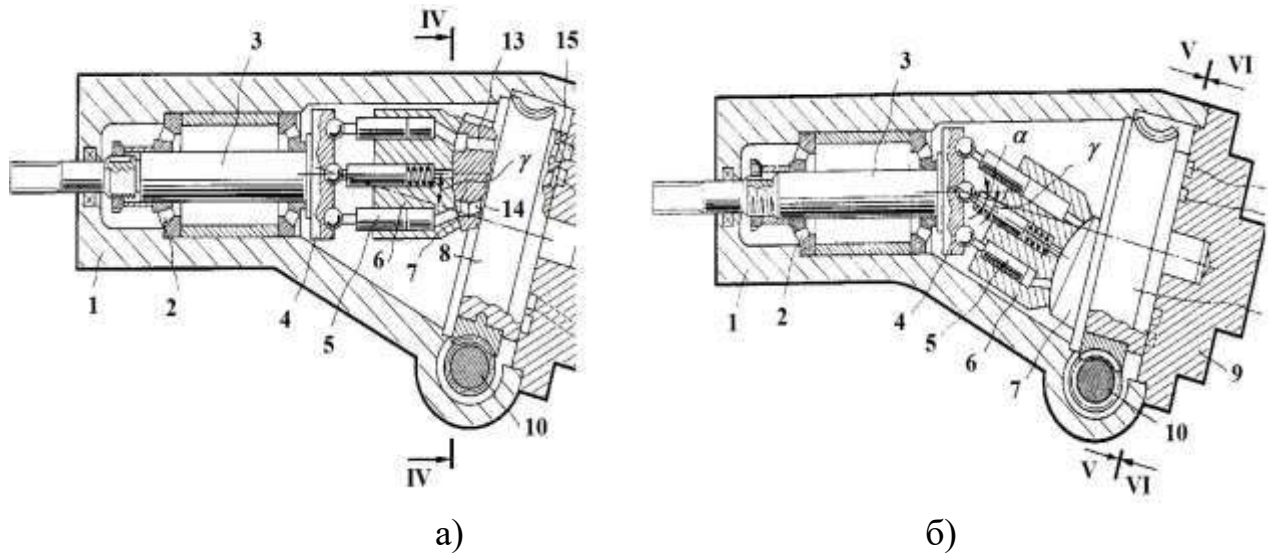


Рис. 1.9 Осьовий переріз АПГ з кінчним регулюванням робочого об'єму:  
а - при мінімальному робочому об'ємі, б – при максимальному робочому об'ємі;

1 - корпус, 2 – підшипники вала; 3 – вал; 4 – фланець вала; 5 – поршень з шатуном; 6 – блок циліндрів; 7 – розподільник; 8 – опорний диск; 9 – задня кришка; 10 - черв'як зміни кутка нахилу БЦ; 11,12 – канали високого і низького тиску в кришці; 13, 14 – канали високого й низького тиску в розподільнику; 15 – вікна високого й низького тиску в опорному диску

Фірма Duplomatic пропонує насоси VPPM, укомплектовані, у тому числі, компенсаторами тиску з електричним розвантаженням при нульовій подачі. Серед механізмів управління насосів PVE012 фірми Eaton Vickers є розвантажувальний пристрій для насосно-акумуляторних приводів. У насосах K3VL фірми Kawasaki можливе управління подачею за допомогою редукційного клапана з пропорційним електроуправлінням.

Цифрові керівні пристрої мають істотні переваги перед аналоговими: швидка обробка даних, просте програмування, висока перешкодостійкість,

чисельне задання налаштування і можливість збереження даних у постійній пам'яті. Цей напрямок активно розвивається фірмою Atos; типовий приклад – насос PVPC із вбудованим електронним блоком управління (рис. 1.10).

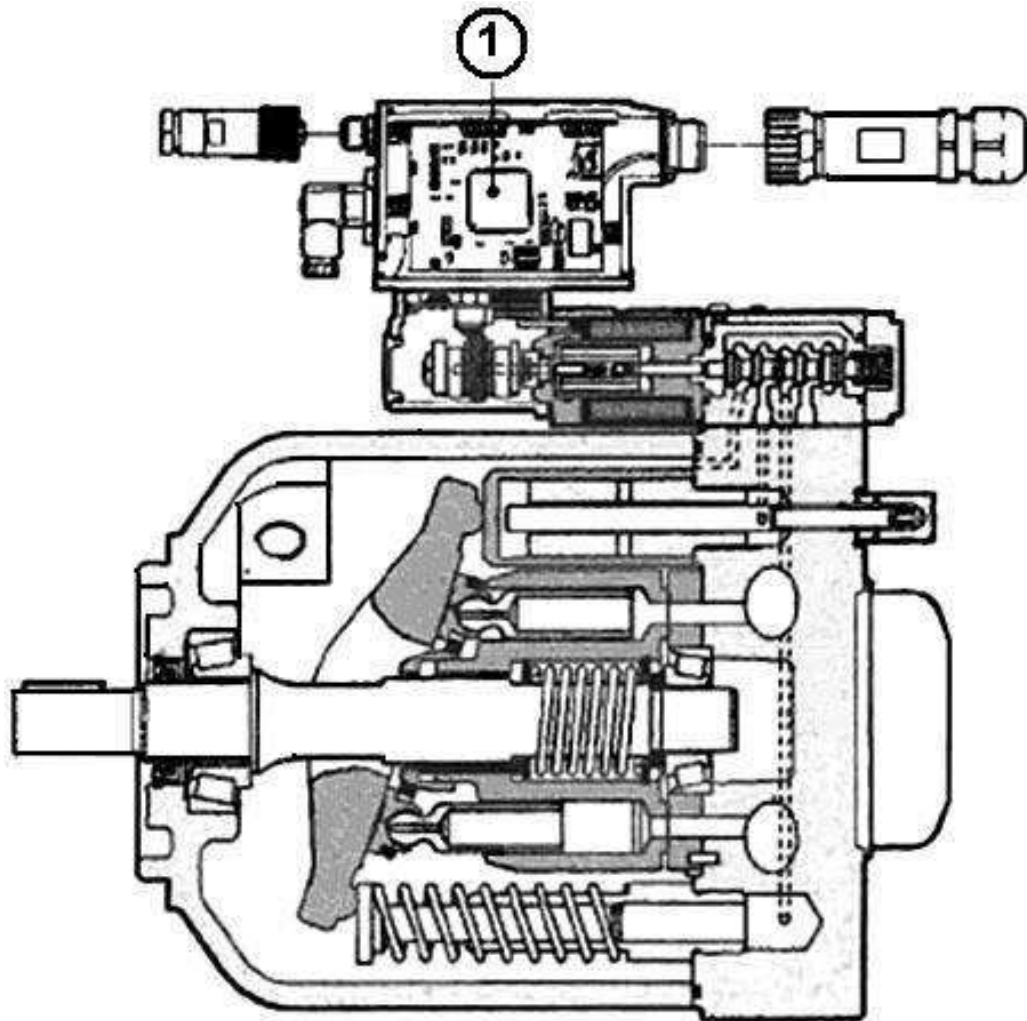


Рис. 1.10 Насос PVPC фірми Atos: 1 - інтегральний блок управління

З метою зниження втрат потужності й шуму фірма Yuken рекомендує застосовувати частотне регулювання насосів ( $n_{\min} = 300 \text{ хв}^{-1}$ ) шляхом дооснащення гідроприводів, у тому числі існуючих, контролером, частотним перетворювачем і датчиком тиску. Над вдосконаленням своїх аксіально-поршневих машин продовжує працювати ВАТ «Пневмобудмашина». В останні роки освоєно насос серії 313.3.107 з управлінням від електронного блоку або промислового контролера/комп'ютера і насос з похилим диском серії 416 для замкнутих систем, що має механічне сервоуправління, гідравлічне або електро-

гідравлічне пропорційне управління. У результаті модернізації у гідромашинах серій 310.4, 303.4 і 313.4 максимальний тиск збільшено до 45 МПа, а ресурс у діапазоні тисків 28 ... 35 МПа – у 5 разів за рахунок застосування наукомістких технологій і високоякісних матеріалів. У гідромашинах серії 410 кут нахилу блоку збільшений до  $40^\circ$ , що забезпечило зниження габаритних розмірів.

Технічна досконалість, якої досягли сучасні гідромотори, добре ілюструється на прикладі моделі A2F5 фірми Bosch Rexroth (рис. 1.11). Ця нерегульована «крихітка» при масі 2,5 кг здатна обертатися із частотою до  $10000\text{хв}^{-1}$ , розвиваючи момент  $24,7\text{ Н}\cdot\text{м}$ .

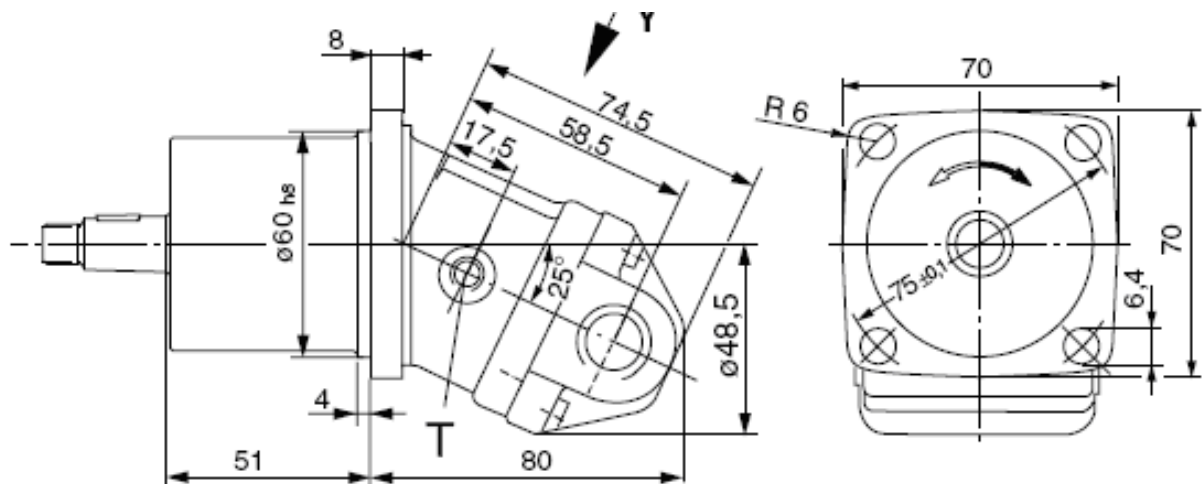


Рис. 1.11 Гідромотор мод. A2F5 фірми Bosch Rexroth

Крім того, відбувається вдосконалення конструкції поршнів, що видно з рис. 1.12. При цьому прагнення виконати поршні без хитких шатунів, завалькованих у поршні (рис. 1.12, а), привело до конструкції (рис. 1.12, б) з ковзним черевиком.



а - конструкція поршнів з хитким шатуном;



б - вдосконалена конструкція без шатуна.

Рис. 1.12 Удосконалення поршнів гідромашин

Переваги таких поршнів розглядаються в роботі [70] рис. 1.13.

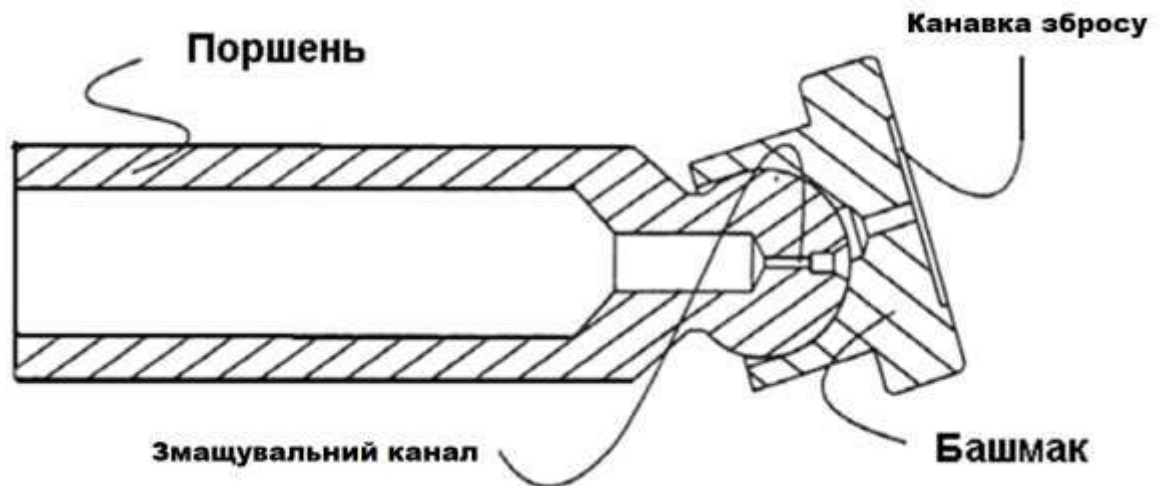


Рис. 1.13 Поршень з плоскою поверхнею ковзання

Приділяється увага й роботі пари блок-розподільник з плоскою поверхнею зіткнення [78]. Про те, що роботі аксіально-поршневих гідромашин в даний час продовжує приділятися належний науковий і практичний інтерес, відомо з праці [78]. У ній розглядаються питання перенесення сил при обертанні блока циліндрів і руху в ньому поршнів; виникнення нерівномірного зносу, еліпсності отворів та інші закономірності, що призводять до втрати довговічності.

З усього вищесказаного випливає, що з великої різноманітності гідромашин аксіально-поршневі мотори і насоси посідають одне з перших місць застосовності на транспорті. Тому як об'єкт дослідження роботи краще вибрати аксіально-поршневі гідромашини, і особливо модель (210.25.12.20) 310.112.00. Тим більше що по таких насосах і моторах вже є певний науковий і виробничий доробок.

## Висновки до розділу 1

1. Існує значна література щодо надійності машин і, зокрема, щодо тертя, зносу і змащення, що накладає свої відбитки на розробку заходів, пов'язаних з підвищенням експлуатаційних властивостей. Особливе місце тут посідають гідравлічні машини, поршневі насоси і мотори з прецизійними парами.

2. Невеликі вихідні зазори в прецизійних парах насосів і моторах при своєму збільшенні в процесі експлуатації призводять до різкого зростання витоків, оскільки витрата робочої рідини визначається крім інших факторів величиною зазору або щілини в третій степені (кубі).

3. З огляду на специфіку аксіально-поршневих насосів і моторів і їх відповідальність при роботі як силових засобів різноманітних машин і механізмів, а також на прагнення підвищення їх надійності з нагальною потребою обґрунтування й вирішення наявних проблем, можна дійти висновку про вибір актуального напрямку досліджень.

4. Конструкціям і довговічності аксіально-поршневих гідромашин приділяється велика увага, що впливає з наукової літератури і виробничих джерел. Однак, багато питань, пов'язаних з їх довговічністю, незважаючи на очевидні успіхи, ще не вирішено.



## РОЗДІЛ 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШЕННЯ І ВИТОКІВ В ЦИЛІНДРОПОРШНЕВИХ ПАРАХ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН

#### 2.1 Епюри зношення циліндропоршневих пар аксіально-поршневих гідромашин

У сучасних машинах і механізмах [79, 85, 86] знайшли широке розповсюдження різноманітні плунжерні пари [85, 86]. Незважаючи на певні конструктивні відмінності, усі вони виконуються прецизійно з підвищеними вимогами до точності й довговічності. Однак при експлуатації їх параметри погіршуються, що в основному пов'язано із зношенням робочих поверхонь і, як наслідок, із зростанням витоків [58, 64].

Отримані дані відносилися до гладких циліндричних поверхонь. Однак відомо, що аксіально-поршневі гідромашини типу 210.25; 210.32, що випускаються великими серіями, мають нерозбірні поршні із закатаними сферичними головками шатунів і профільні широкі канавки, утворені при пластичній деформації при їх обробці. Тому становило інтерес дослідити характерні особливості зносу таких поршнів і отворів з побудовою епюр зношення і визначенням їх впливу на витоків в парі.

На сталевих поршнях і бронзових блоках гідроциліндрів гідромашин 210.25 були отримані епюри зношення із позначенням розташування перетинів по зонах вимірювань.

Типові епюри зношення для поршнів і отворів блоків гідроциліндрів показано на рис. 2.1.

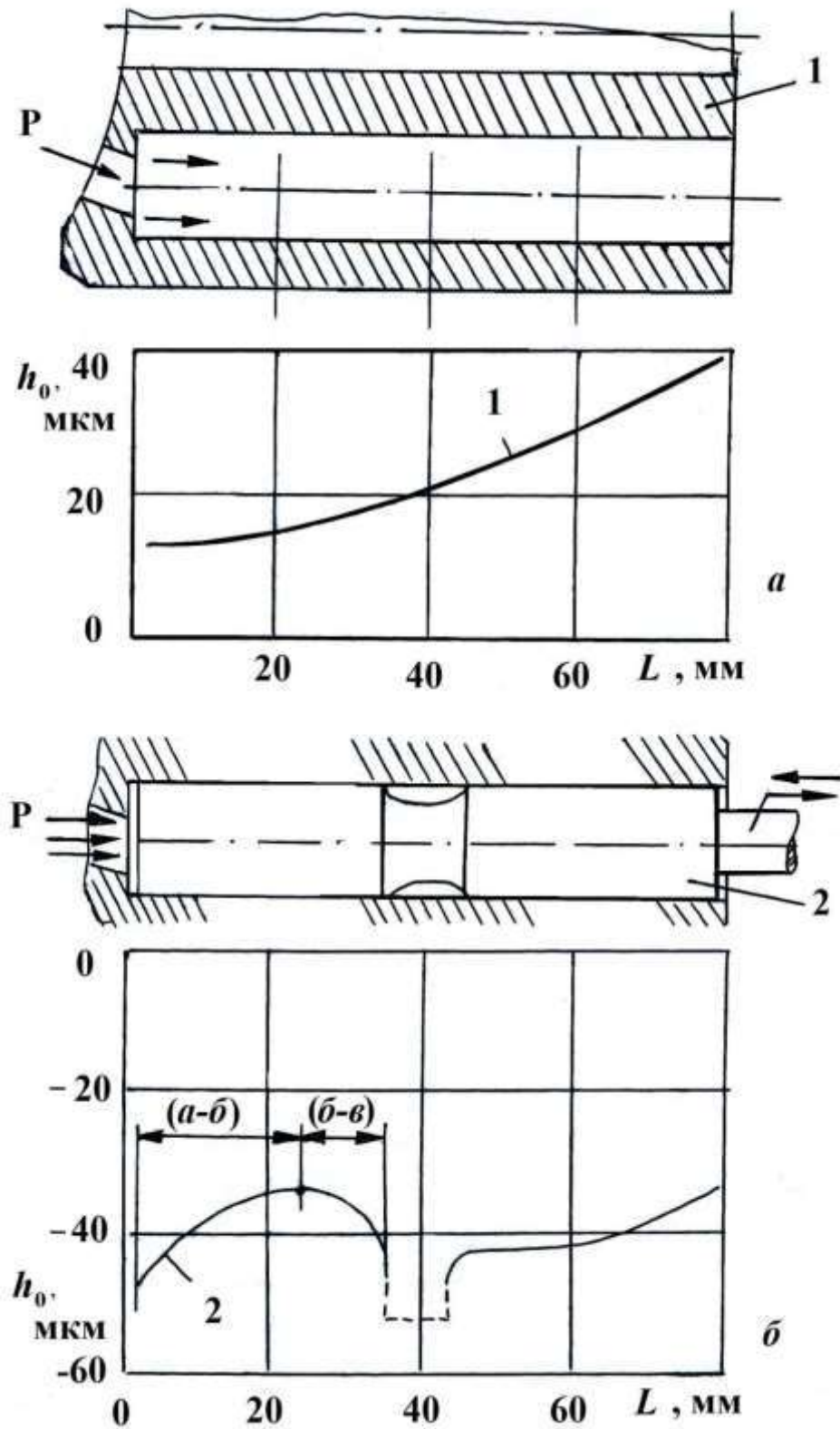


Рис. 2.1 Епюри зношення поршня й циліндра після 1500 год роботи (16 МПа, мастило АМГ-10, 2,1 м/с):

а – зношення отвору в блоці (крива 1); б – зношення поршня (крива 2);

1 – блок циліндрів, БрО-12; 2 – поршень 38Х2МЮА;

(а-б) і (б-в) – зони на епюрі зношення поршня.

З кривої 1 видно, що епюри зношення для поршнів мають складний характер. Найбільше зношення поршні мають в декількох зонах: у зоні 10 мм від торця поршня і відразу ж після канавки від завальцовки. У середньому ж зношення після 1500 годин роботи при тиску мастила 16 МПа становить близько 40 мкм. Однак, порівняно з цими ж зонами зменшене зношення у юбки поршня здатне приводити до явища схоплювання, як це було показано в роботах [87-89].

Зношення отворів у блоці гідроциліндрів характеризується кривою 2 на рис. 2.1.

З урахуванням епюр зношення були визначені витoki мастила. Для теоретичних розрахунків використовували формулу роботи [58]. При цьому взяли поршень нерухомим, що виключило з формули другий додатак.

У результаті формула набула вигляду:

$$Q = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot h_0^3 \cdot \Delta P \cdot 2 \cdot (1 + K)^2}{12 \cdot \gamma \cdot \rho \cdot \ell \cdot (2 + K)}, \quad (2.1)$$

де  $\pi d_0 = W$  – ширина щілини, м;

$h_0$  – висота зазору при концентричному розташуванні плунжера в отворі, м;

$\ell$  – довжина щілини у напрямку витоків, м;

$\gamma$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – щільність, кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta P$  – перепад тиску від входу до виходу з щілини на даній ділянці, Па;

$K$  – коефіцієнт конусності.

Коефіцієнт конусності виражається відношенням:

$$(h_1 - h_0) / h_0$$

і фактично характеризує перепад зазору, оскільки  $h_0$  – це зазор на вході мастила, а  $h_1$  – на виході мастила з щілини протяжністю  $\ell$ . Він може змінюватися не тільки за величиною, а й за знаком. Так, для щілини, що коефіцієнт конусності

більше нуля, а для тієї, що звужується,  $K < 0$ . Для нових поршнів і отворів у блоках циліндрів:

$$(h_1 - h_0) = 0 \quad \text{и} \quad K = 0$$

Однак за даними рис. 2.1 коефіцієнт конусності має приймати різні значення і знак. За цими даними були визначені коефіцієнти конусності. Результати представлено на рис. 2.2.

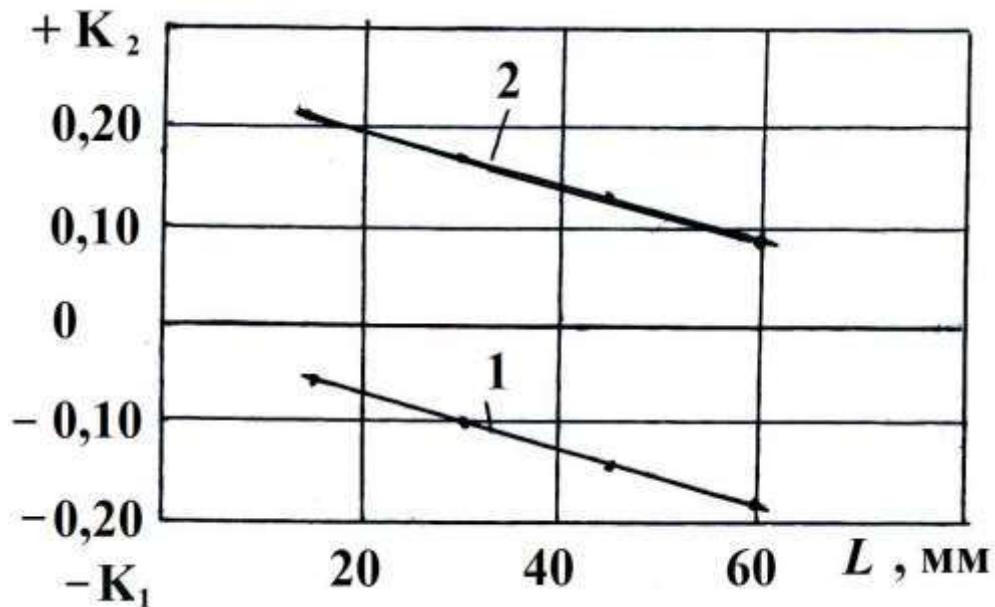


Рис. 2.2 Зміна коефіцієнтів конусності для пари поршень-дзеркало циліндра після напрацювання з епюрами зношення по рис. 2.1 Прямі: 1 – по зоні  $(a-b)$ ; 2 – по зоні  $(b-c)$ .

З прямої 1 видно, що для зношеної ділянки поршня вона змінюється від -0,2 у глибині отвору практично до нуля на виході з нього. Для ділянки цей коефіцієнт приймає позитивні значення від 0,1 до 0,2 залежно від положення поршня у зношеному отворі (крива 2).

Якщо тепер подивитися на структуру наведеної вище формули, то в ній два рази враховується коефіцієнт  $K$ :

$$(1 + K)^2 \quad \text{и} \quad (2 + K).$$

Причому, перший вираз стоїть у чисельнику, а другий – у знаменнику:

$$\frac{(1+K)^2}{(2+K)} = \beta$$

Їхнє відношення змінюється залежно від зношення пари і положення поршня. У табл. 2.1 показано ці зміни, де величина і знак коефіцієнта  $K$  змінюється залежно від розглянутих зон зношення  $(a-\bar{b})$  і  $(\bar{b}-e)$ .

Таблиця 2.1

**Вплив зношеності пари і положення плунжера в циліндрі на коефіцієнти конусності,  $\beta_1$  і  $\beta_2$**

№	Зони на поршні	$K_1, K_2, \beta_1$ и $\beta_2$ для положень $L$ , мм			
		60	45	30	15
1	$K_1$ для зони $(a-\bar{b})$	-0,18	-0,13	-0,10	-0,04
2	$K_2$ для зони $(\bar{b}-e)$	+0,10	+0,13	+0,18	+0,22
3	$\beta_1 = \frac{(1+K_1)^2}{(2+K_1)}$ для зони $(a-\bar{b})$	0,37	0,40	0,43	0,47
4	$\beta_2 = \frac{(1+K_2)^2}{(2+K_2)}$ для зони $(\bar{b}-e)$	0,57	0,60	0,64	0,67

Більш наочно зміну поправочного коефіцієнта показано на рис. 2.2. Пряма 1 відповідає зоні  $(a-\bar{b})$ , а пряма 2 – зоні  $(\bar{b}-e)$ .

Видно, що найбільші величини  $\beta_1$  і  $\beta_2$  мають місце при великих значеннях  $L$ , тобто при положеннях поршня в зонах виходу з отвору.

Подальший аналіз був проведений з урахуванням фрикційного складової витоків за формулою роботи [58]:

$$Q_{cp} = \pm \pi \cdot d_0 \cdot \gamma_n \cdot h_0 \frac{(1+K)}{(2+K)} \quad (2.2)$$

або,

$$Q_{cp} = \pm \frac{W \cdot h_0 \cdot V_{ст} \cdot (1+K)}{(2+K)}$$

Для ділянки  $(a-b)$  зношеного поршня прийняли:

$$f_1 = \frac{1+K_1}{2+K_1}$$

Для ділянки  $(b-e)$ :

$$f_2 = \frac{1+K_2}{2+K_2}$$

Дані представлені в табл. 2.2 і на рис. 2.3.

Таблиця 2.2

**Вплив зношення пари і положення плунжера в циліндрі  
на коефіцієнти  $f_1$  і  $f_2$**

№	Зони на поршні	$f_1, f_2$ для положень $L$ , мм			
		60	45	30	15
1	$f_1$ $\frac{1+K_1}{2+K_1}$ для зони $(a-b)$	0,45	0,46	0,47	0,49
2	$f_2$ $\frac{1+K_2}{2+K_2}$ для зони $(b-e)$	0,52	0,53	0,54	0,55

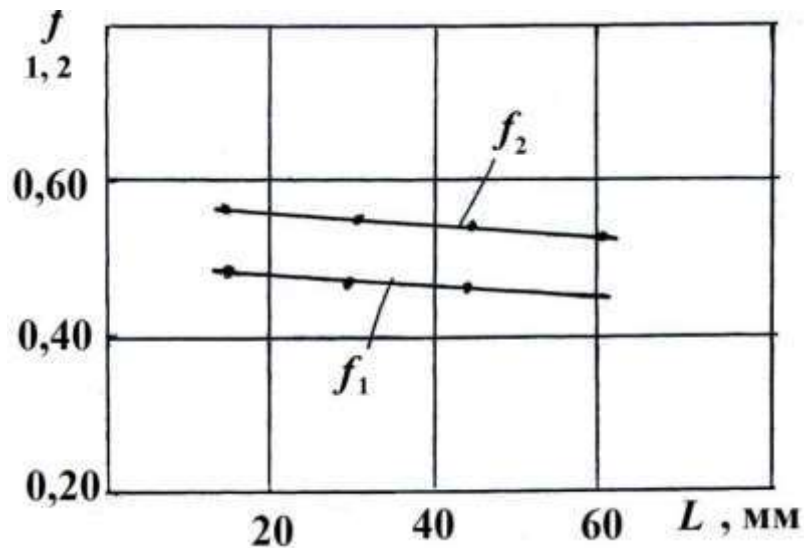


Рис. 2.3 Зміна поправочних коефіцієнтів для обліку фрикційної складової витоків пари поршень-дзеркало циліндра після напрацювання з епюрами зношення (рис. 2.1) Прямі:  $f_1$  – по зоні  $(a-b)$ ;  $f_2$  – по зоні  $(b-e)$

Дані вказують на істотний вплив зношення поверхонь контртіл і коефіцієнта конусності на витoki в парі циліндр-поршень.

Тут доречно зробити зауваження.

По-перше, поршень при русі не виходить до краю отвору в блоці циліндра, тому значення розрахованих коефіцієнтів не варто призначати в цій крайній зоні.

По-друге, вплив конусності на витoki в зношених зонах типу  $(a-b)$  за рис. 2.1 менш значні, ніж у порівнянні з ділянкою  $(b-e)$ . Це відноситься і до фрикційної складової за табл. 2.2.

При цьому слід враховувати і знак у формулі (2.2). Він буде приймати позитивне значення, якщо напрямок руху стінки або поршня збігається з напрямком витоків. Такий випадок має місце при роботі гідромашини в режимі насоса. При роботі ж у режимі гідромотора вираз (2.2) приймає негативне значення, що спричиняє зниження витоків за об'єднаною формулою (2.1) і (2.2).

Таким чином, для зниження витоків пари поршень-циліндр слід зменшувати величину зазору, оскільки  $h_0$  знаходиться в чисельнику в третій степені. Технологічний зазор не рекомендується знижувати до 5 мкм, оскільки

це економічно не вигідно і, до того ж, загрожує заклинюванням пари при невеликих викривленнях і мастильному голодуванню.

Вплив конусності досить відчутний, але його можна послабити підвищенням зносостійкості робочих поверхонь. Або створенням деформованих вставок, наприклад, на поршнях з їх щільним приляганням до отвору, що не тільки зменшить зазор, але зведе коефіцієнт конусності до нуля. Крім того, можна спеціально створювати необхідний коефіцієнт конусності для отримання мінімальних витоків.

Таким чином, отримано епюри зношення поршня і дзеркала циліндра аксіально-поршневої гідромашини. Показано їх відмінності по довжині робочих ділянок. Проаналізовано теоретичні формули для визначення витоків мастила. Встановлено, що при всіх інших рівних умовах, що допускаються, у формулах витоків можна виділити величину зазору  $h^3$  і коефіцієнти конусності. Зроблено визначення коефіцієнтів конусності стосовно двох ділянок поршня з виділенням істотних відмінностей по знаку й величині, що показано графічно. Встановлено істотний вплив фрикційної складової витоків до 60% при її обліку в розрахунках. Вона залежить від напрямку руху й епюр зношення контртіл, значно збільшуючись або знижуючись.

## **2.2 Визначення витоків у прецизійних плунжерних парах і деякі можливості їх зниження**

При аналізі роботи гідравлічних плунжерних пар була встановлена певна закономірність їх зношення. Так, невеликі радіальні зазори між плунжером-поршнем і дзеркалом циліндра, встановлені в межах 10-20 мкм на початку експлуатації, забезпечують низькі регламентовані витокі гідравлічного мастила й необхідні експлуатаційні характеристики за робочими характеристиками. Однак прагнення забезпечити низькі витокі мастила за рахунок невеликих зазорів на початку плунжера чи поршня призводить до поганих умов змазування поверхонь у віддалених зонах від торця поршня. Ці зони схильні до підвищеного



зношення, задирок і навіть до схоплювання.

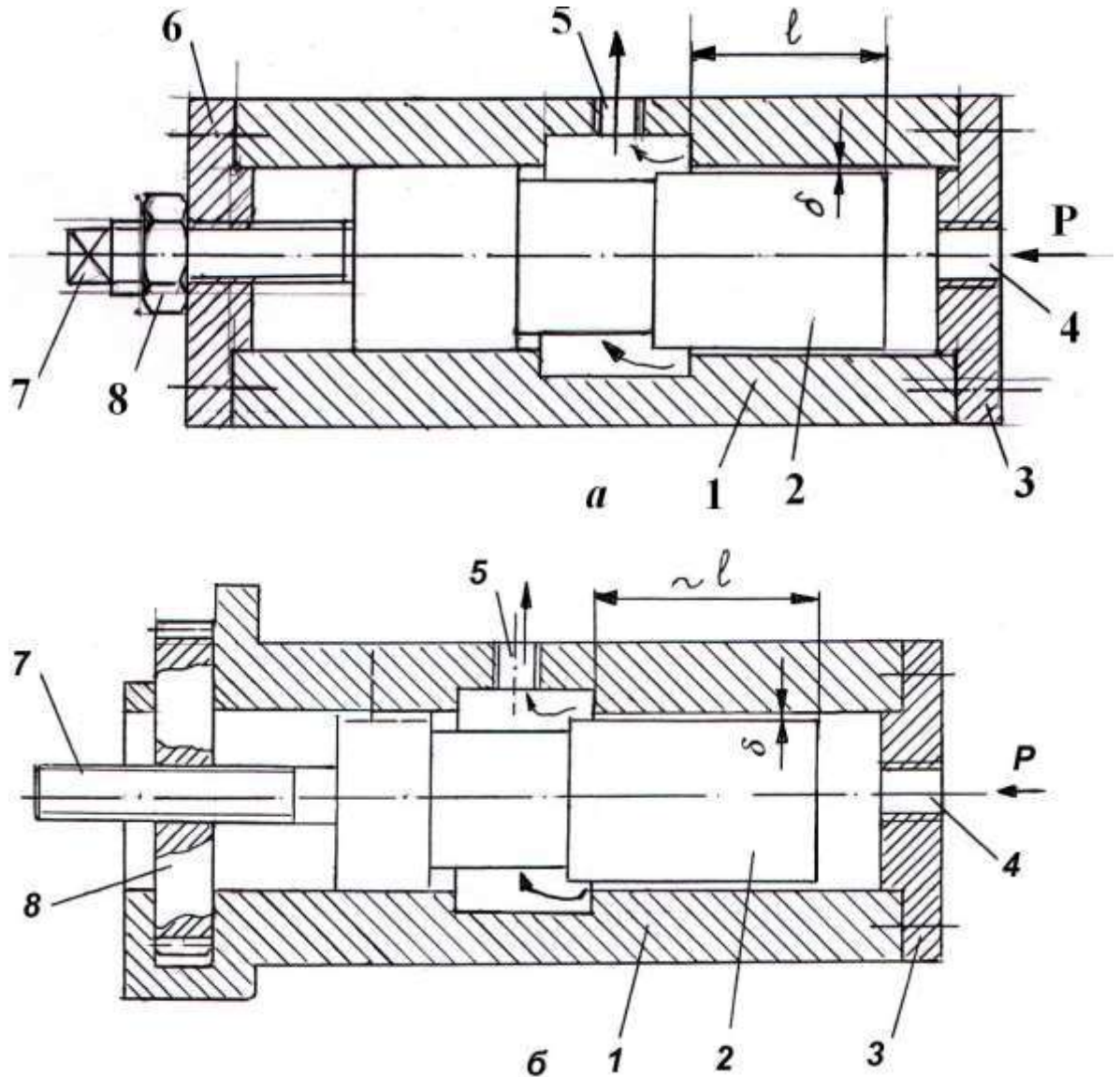


Рис. 2.4 Пристрій для визначення впливу довжини каналу на витікання мастила у варіантах «а» і «б»: 1 – корпус; 2 – плунжер, поршень; 3 – кришка; 4 – отвір для гвинта під вхідний штуцер; 5 – отвір для виходу витоків; 6 – замикаюча кришка з різьбою; 7 – шток; 8 – гайка.

Нижче поставлена мета – на основі експериментів показати особливості змащування поверхонь тертя в прецизійних парах і розглянути можливість їх роботи. Було проведено дослідження з визначення витоків гідравлічного мастила по довжині плунжера чи поршня і, перш за все, у зонах, що знаходяться поблизу його торця, з чітким фіксуванням їх розподілу.

Для експериментального визначення впливу довжини  $l$  кільцевого зазору

плунжера в напрямку його поздовжньої осі було виготовлено пристрій, показаний на рис. 2.4 у двох варіантах.

В обох варіантах довжина  $l$  могла плавно змінюватися, що призводило до різних витоків мастила через отвори 5 у корпусі 1. Осьові переміщення плунжера 2 у корпусі 1 за варіантом (а) здійснювалися обертанням нарізного хвостовика 7 і стопоріння гайкою 8. При цьому плунжер 2 отримував обертання, що могло змінити його співвісність з корпусом 1. За другим варіантом (б) зміна довжини  $l$  досягалася без обертання плунжера і давала більш точні показання витоків залежно від довжини каналу  $l$ .

Вплив довжини каналу  $l$  на витокі гідравлічного мастила при постійному радіальному зазорі  $\delta$  показано на рис. 2.5.

Видно, що зі збільшенням довжини каналу чи щілини витокі мастила різко знижуються, але все ж залишаються вищими при робочій температурі мастила  $80^\circ \text{C}$  у порівнянні з вихідною температурою  $18^\circ \text{C}$ . Навіть при довжині каналу 20 мм витокі були два рази більші при  $80^\circ \text{C}$ , хоча і незначні, близько  $5 \text{ см}^3/\text{с}$  при тиску 16 МПа.

Наведені на рис. 2.5 дані з витоків, а також розрахункові значення тиску мастила в зазорі дозволили перейти до наступного етапу досліджень з поставленим завданням зменшення зношення поверхонь, віддалених від торця плунжера, і особливо в зонах зі збідненим мастилом.

Для визначення цих зон було застосовано пристрій, схематично показаний на рис. 2.6, а.

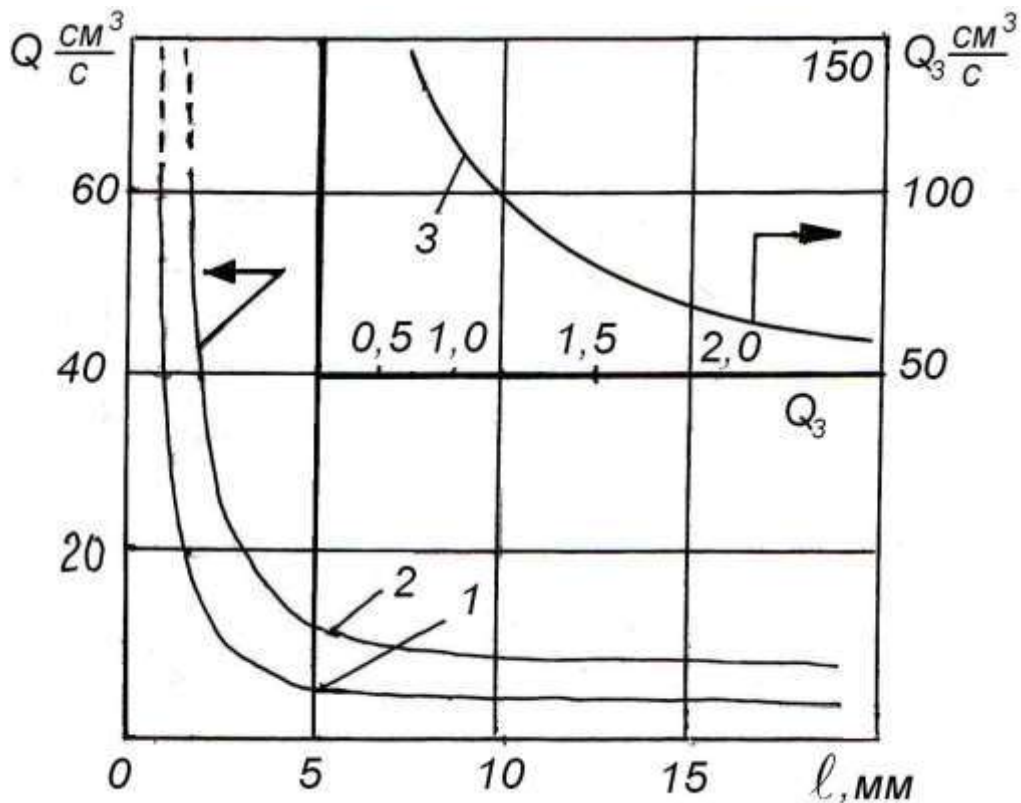


Рис. 2.5 Вплив довжини каналу на витoki гiдравлiчного мастила  
(мастило АМГ-10; 16 МПа; зазор – 10 мм).

Криві: 1 - 18° С – експериментально; 2 – 80° С – експериментально;  
3 – 80° С, 16 МПа – розрахунок

У втулці 2, у якій містився плунжер 1 з фіксованим по довжині зазором, були насвердлені на різній довжині по твірній канали 3 для виходу мастила. Кожен канал міг закриватися краном 4 для запобігання взаємного впливу каналів на витoki гiдравлiчного мастила.

Як і слід було очікувати, віддалені від торця плунжера зони отримували менше мастила і навіть відчували його голодування (рис. 2.6, б). Така сама картина спостерігалася і при зворотно-поступальному русі плунжера, що показала зміну витоків по зонах у порівнянні зі статичними умовами. Однак переміщення плунжера забезпечувало дещо більше підведення мастила до віддалених зон, що видно при порівнянні кривих 1 і 2 на рис. 2.6, б. Вочевидь, це можна пояснити впливом кількох чинників.

По-перше, геометричним зміщенням положення зон вимірювання витоків

по відношенню до плунжера при його переміщенні. По-друге, зміною фрикційної складової витоків, викликаної вектором швидкості і його змінністю. Але у всіх випадках віддалені від торця поршня зони отримують недостатню кількість мастила, що виражається у їх підвищеному зносі (крива 3 на рис. 2.6).

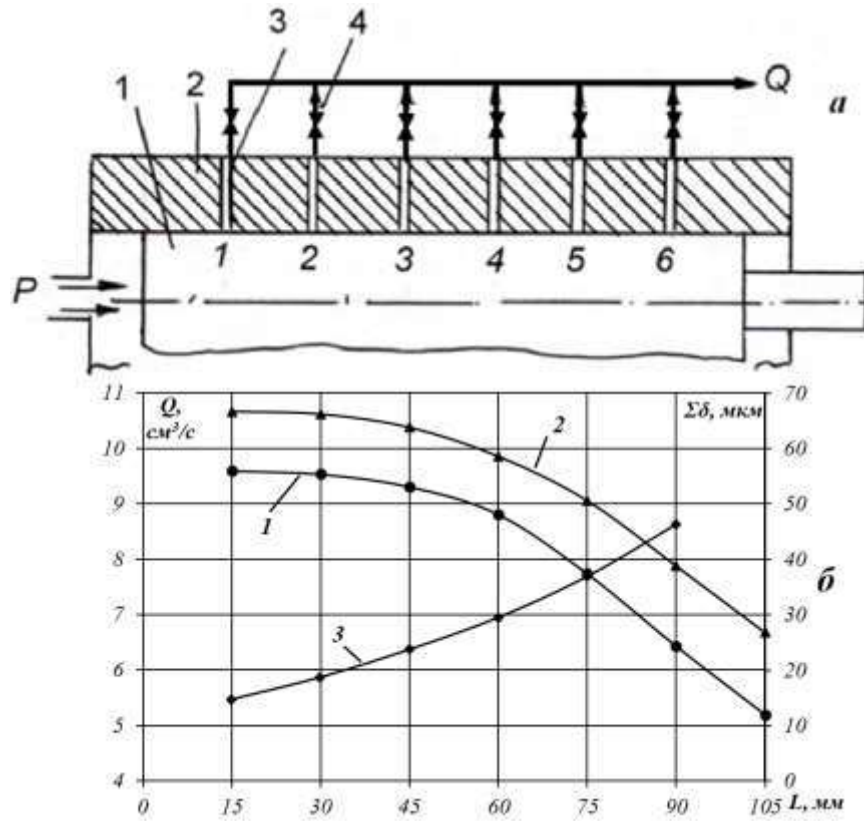


Рис. 2.6 Пристрій (а) і результат (б) визначення витоків і сумарного зношення по всій довжині плунжера L (мастило АМГ-10; 80° С; 16 МПа; пара сталь 38Х2МЮА-бронза БрО-12): а – пристрій для визначення витоків по зонах 1-7; б – результати експериментів; *Криві*: 1 – витки в статиці; зазор – 10 мкм; 2 – витки в динаміці; 200 год.; 2,1 м/с; амплітуда чи хід плунжера – 5 мм; 3 – сумарне зношення пари плунжер-втулка по всій довжині L

Для зменшення зношення поверхонь тертя плунжерної пари була застосована тверда змазка з епоксидної смоли з частинками порошків з дисульфиду молібдену і графіту [81]. За конструкцією вона являла собою лите кільце 2, розрізане на сегменти, які знаходилися у канавці плунжера 1 і розтискалися плоскою пружиною 3, тим самим притискаючись до дзеркала циліндра 4. Зниження зношення плунжера твердою рухомою вставкою

позначається кривою 2 на рис. 2.7.

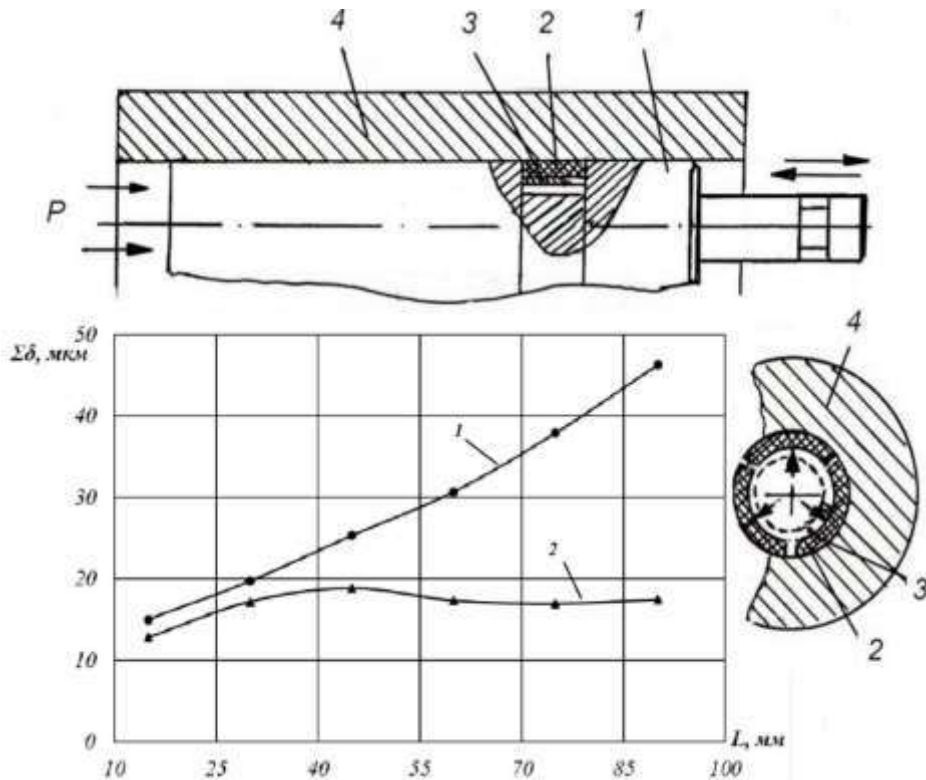


Рис. 2.7 Вплив вставки з твердої змазки на зношення пари по зонах:

1 – плунжер; 2 – кільце (сегменти) з твердої змазки; 3 – плоска розтискна пружина; 4 – втулка з бронзи. *Криві:* 1 – відповідає кривій 3 зношення за рис. 3.6 при терті без рухомої вставки; 2 – сумарне зношення за 200 год. роботи з розподільником по довжині плунжера.

Як бачимо, зношення поверхні плунжера поблизу розташування вставки стало навіть нижчим, ніж у зонах біля торця поршня. Тут слід зазначити, що хоча вставка терлася об поверхню циліндра, тим не менш, її вплив поширювався і на поверхню поршня. Експерименти також показали зниження зношення дзеркала циліндра у кілька й більше разів і особливо в зонах дії вставки. Таким чином, збіднення рідкого мастила в зонах, віддалених від торця поршня, компенсується дією рухомої вставки з твердої композитної змазки.

Наведені дані дозволяють зробити такі висновки. Плунжерні і циліндропоршневі пари гідравлічних пристроїв і машин виготовляються прецизійно з мікронними зазорами, що є обов'язковим для досягнення необхідних робочих параметрів і незначного витоку, однак погіршує умови

змащування. Встановлено, що на відстані 15-20 мкм від торця плунжера більш віддалені його поверхні відчувають нестачу, що призводить до їх підвищеного зносу, задиркам і навіть до схоплювання й заклинювання. Показано, що підвищене зношення ділянок плунжера поршня дзеркала циліндрів і витoki робочої рідини можна зменшити в п'ять і більше разів шляхом застосування рухливих вставок зі спеціально підібраними композитами, які слід розташовувати в зонах зі збідненим змащенням. Аналіз показує, що можливі й інші варіанти підвищення робочих параметрів прецизійних пар типу поршень-втулка, що в даний час досліджується нами з подальшим опублікуванням результатів.

### **2.3 Підвищення експлуатаційної довговічності плунжерних пар з урахуванням можливості ремонту**

При роботі прецизійних поршнів чи плунжерних пар має місце обмежене змащення циліндричних поверхонь, що знаходяться на значній відстані від їх торцевої частини, на яку діє під тиском гідравлічне мастило чи інше середовище.

Збіднення змащення особливо помітне при невеликих робочих зазорах між плунжером і втулкою, які для нових виробів можуть бути близько 10-20 мкм [58, 85, 88]. Це призводить до підвищеного зношування і навіть до заклинювання чи схоплювання поверхонь тертя. Так, наприклад, в аксіально-поршневих гідромашинах через схоплювання і задирки відбувається відрив штоків поршнів з припиненням експлуатації гідромашин. Приклад таких пошкоджень поверхонь поршнів і отворів показаний на рис. 2.8

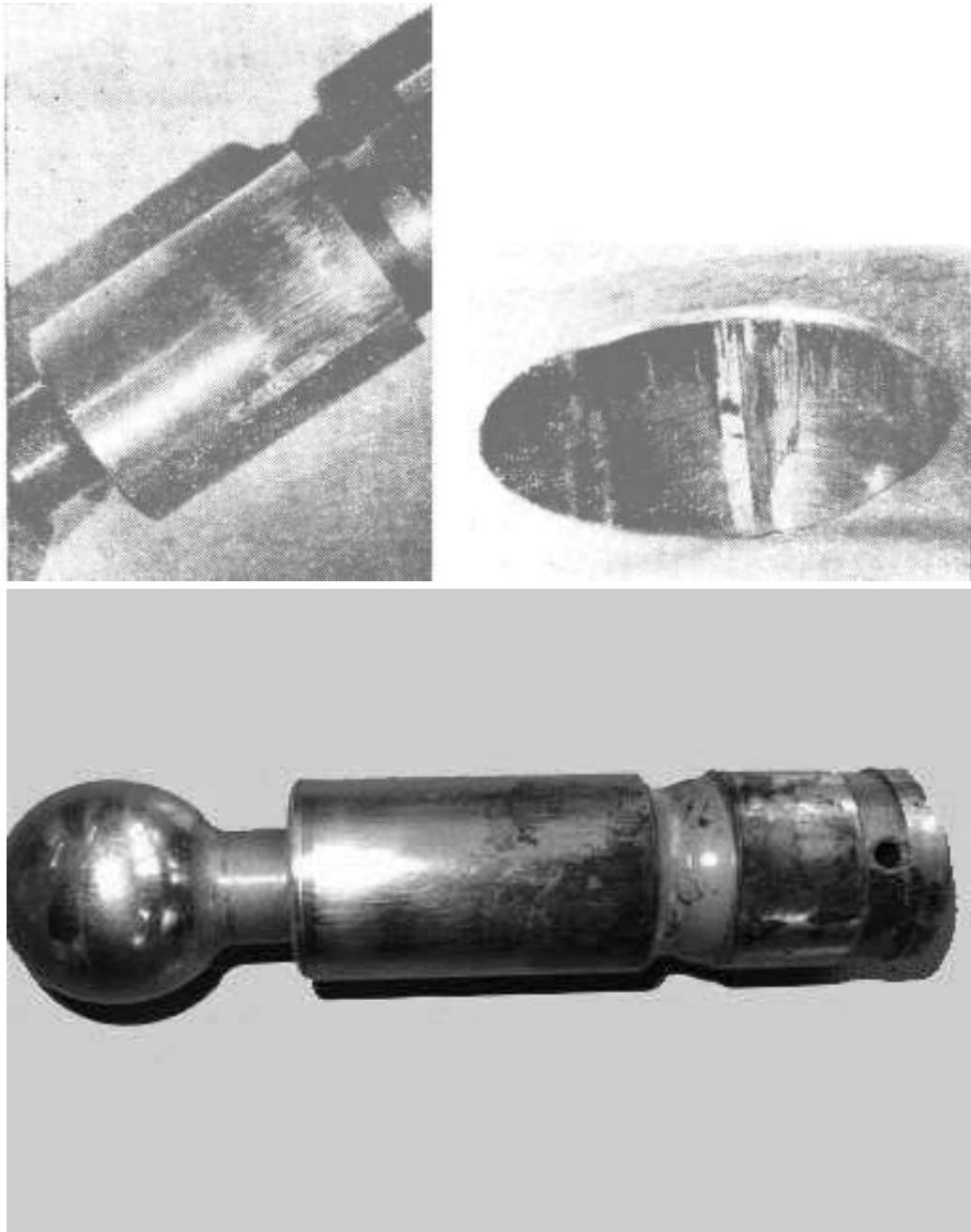


Рис. 2.8 Зони задирок на поршнях і в гідроциліндрах аксіально-поршневої гідромашини 210.25

При цьому деякі шляхи підвищення довговічності поршневих пар гідравлічних пристроїв описані в роботі [88]. Однак слід розглянути й інше рішення, що не виключає раніше розглянутих.

У зв'язку з викладеним, у роботі поставлено за мету показати можливість поліпшення умов змащування прецизійних плунжерних пар в зонах, віддалених від торцевої площини прикладання тиску, що відкриває реальні шляхи

підвищення їх довговічності.

Розрахунок тиску і витоків по довжині поршня у втулці було проведено за формулами роботи [2] з умовним кільцевим зазором:

$$Q = \frac{\pi d_0 h_0^3 \Delta p}{12 \nu \rho \ell} \frac{2(1+k)^2}{2+k} \pm \frac{\pi d_0 h_0 v_n (1+k)}{2+k},$$

У цій формулі перший доданок дозволяє розрахувати напірну складову витоків, а другий – визначити фрикційну складову з урахуванням напрямку руху плунжера й потоку рідини. Для орієнтовних розрахунків і нової плунжерної пари вважали, що конусність  $k=0$  відсутня і плунжер або поршень – нерухомі. З такими припущеннями ця формула перетвориться в рівняння Гагена-Пуазейля

$$Q = \frac{\pi d_0 h_0^3 \Delta p}{12 \nu \rho \ell},$$

де  $\pi d_0 = W$  – ширина щілини, м;

$h_0$  – висота зазору при концентричному розташуванні плунжера в отворі, м;

$\ell$  – довжина щілини у напрямку витоків, м;

$v_n$  – швидкість плунжера, м/с;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – щільність, кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta p$  – перепад тиску від входу до виходу з щілини на даній ділянці, Па.

Експериментальна перевірка здійснювалася за викладеною методикою [88]. Нами була прийнята провідна ідея, що для поліпшення умов змащення віддалених від торця поршня поверхонь необхідно зробити дозований відбір робочої рідини із зони з підвищеним, але не максимальним робочим тиском і трансформувати цю рідину або мастило до ділянок, де спостерігається його нестача. Такий відбір мастила із зони підвищеного тиску слід виконати з урахуванням графіка витоків, показаного на рис. 2.9.



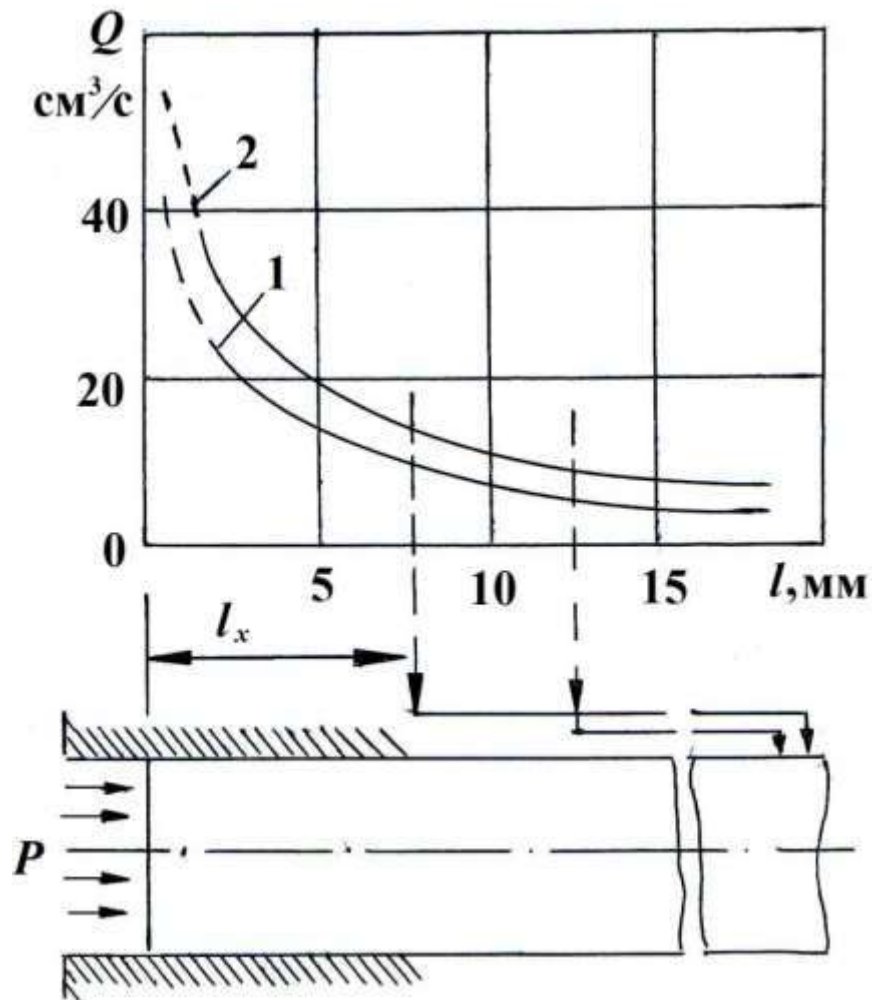


Рис. 2.9 Витоки мастила в циліндропоршневій парі в залежності від відстані від торця поршня (зазор - 10 мкм; мастило АМГ-10; нерухомий поршень). Криві: 1 - 20° С; 16 МПа; 2 - 80° С; 16 МПа; (пунктиром зі стрілками показані місця відбору витоків на відстані  $l_x$  від торця поршня з напрямком мастила в зони, де його недостатньо)

Відбір мастила можна зробити за кількома варіантами за допомогою каналів, насвердлених в тілі поршня або шляхом невеликих однієї-трьох рисок на циліндричній поверхні. Другий варіант зображений на рис. 2.10.

Кожна риска бере початок в зоні підвищеного тиску, а закінчується у віддаленій зоні, входячи в циліндричну протоку або без неї. З цієї проточки-канавки мастило далі поширюється і тим самим покращує умови тертя.

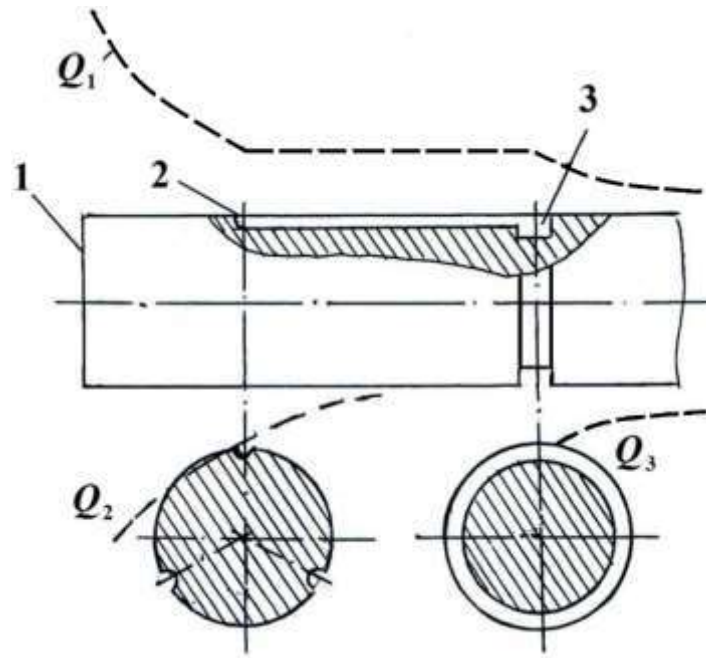


Рис. 2.10 Принципова конструкція поршня з поздовжніми канавками: 1 – поршень; 2 – канавка або канавки; 3 – кільцева проточка;  $Q_1$  – витоки без поздовжньої канавки;  $Q_2$  – витоки в зоні канавки по довжині поршня;  $Q_3$  – витоки в зоні проточки

На рис. 2.10 представлені епюри витоків мастила з урахуванням виконаних канавок 100 мкм на тілі поршня. Випробування на знос такої пари поршень-втулка проводилися на машині тертя зворотно-поступального руху з хитальним рухом силового коромисла з подачею мастила під тиском 16 МПа. Втулки були виконані з бронзи БрО-12, як і блоки гідроциліндрів серійних гідромашин тип 210.25, а поршні – із загартованої сталі 38Х2МЮА.

Результати тривалих випробувань показали, що зносостійкість віддалених від торця поршня зон зросла в кілька разів і практично не змінилася в початковій його частини. Як видно по кривих 1, 2 на рис. 2.11 вимір витоків, виконаний у процесі випробувань на цьому ж стенді, дозволив зробити висновок про їхню малу величину на початку випробувань, а також через 200 годин тертя.

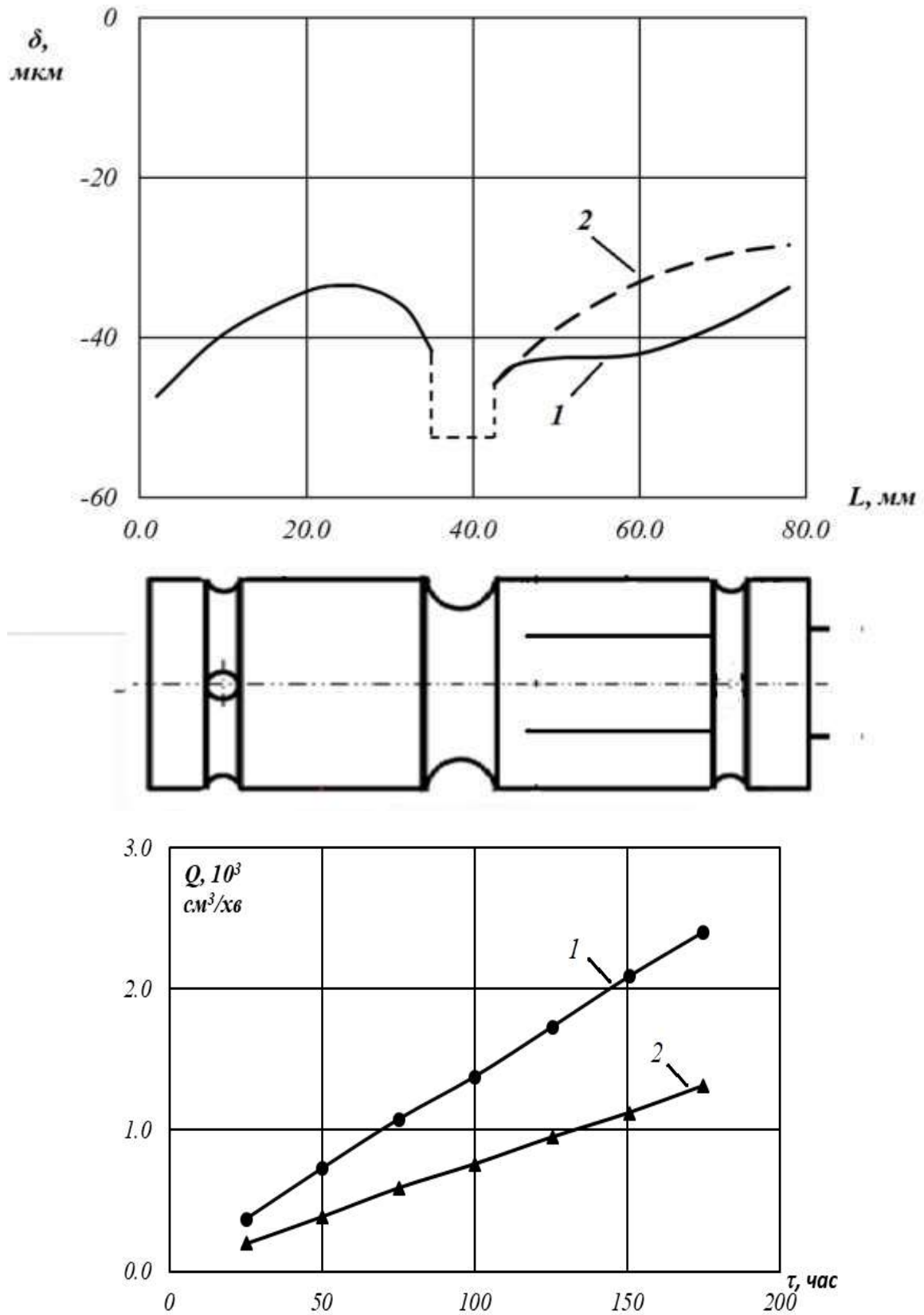


Рис. 2.11 Вплив канавки за рис. 2.10 і тривалості роботи пари на сумарні виточки (тиск 16 МПа; температура забрудненого мастила для підвищеного зносу пари -  $80^\circ \text{C}$ ). Криві: 1 – поршень без канавок; 2 – поршень з канавками

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що шляхом вдосконалення подачі гідравлічного мастила до віддалених зон тертя можна підвищити зносостійкість цих зон в кілька разів, ліквідувавши процеси захоплювання й задирки. Здійснення мастильних канавок на тілі поршня не уявляється технологічно складним процесом, але ефективним з позицій збільшення довговічності. Нанесення канавок можна з успіхом виконувати в ремонтному виробництві. Проведення аналогічних заходів можливе й на паливній апаратурі, яка застосовується в дизелях при ремонті.

#### **2.4 Зниження зносу і витоків в прецизійних парах шляхом використання вставок і конструктивних змін**

Вище було показано, що прагнення забезпечити низькі витoki мастила за рахунок невеликих зазорів на початку поршня призводить до поганих умов змащення поверхонь у віддалених зонах від торця поршня. Тому юбки поршнів схильні до підвищеного зносу, як і поверхні отворів в цих робочих зонах, що призводить навіть до захоплювання, задиркам і не раз до обривів штоків.

З огляду на це виникає актуальне завдання поліпшення умов тертя прецизійних пар зі збереженням невеликих зазорів і регламентованих витоків.

Перш за все, були додатково визначені епюри зносу поверхонь поршня і дзеркала циліндра для аксіально-поршневих гідромашин типу 210.25. З рис. 2.12 видно, що існує кілька зон підвищеного зносу. Перша поблизу торця поршня, а друга – на поверхні юбки поршня. Якщо в першій зоні забезпечується хороша змазка через її високий тиск і рясність, але з наявністю забруднюючих частинок зносу й абразиву, то зона в ділянці юбки поршня працює в умовах збідненої змазки, особливо в нових гідромашинах з малими зазорами в циліндропоршневих парах. Це твердження було експериментально доведене

шляхом використання спеціально розроблених пристосувань.

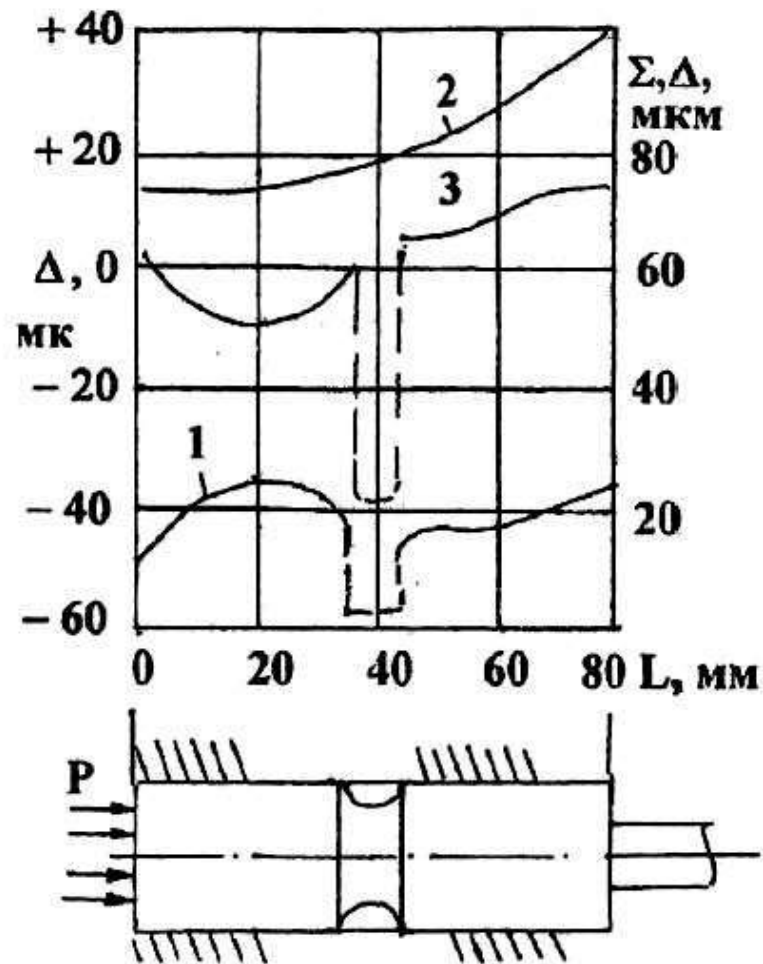


Рис. 2.12 Зношення поршня і дзеркала циліндра аксіально-поршневої гідромашини 210.25 (мастило АМГ-10; 1500 год.; 16 МПа; 2,1 м / с). Криві: 1—зношення поршня; 2 — зношення дзеркала циліндра; 3 — сумарне зношення

Для зменшення зношення і витоків у першій зоні була застосована пластмасова вставка, до складу якої при виготовленні вводилися порошки з дисульфиду молібдену і графіту. Ця вставка не тільки зменшувала зношення в кілька разів, але й знижувала виточки через свою ущільнюючу дію від тиску мастила.

Принципова конструкція такої вставки 4 і виточки показані на рис. 2.13.

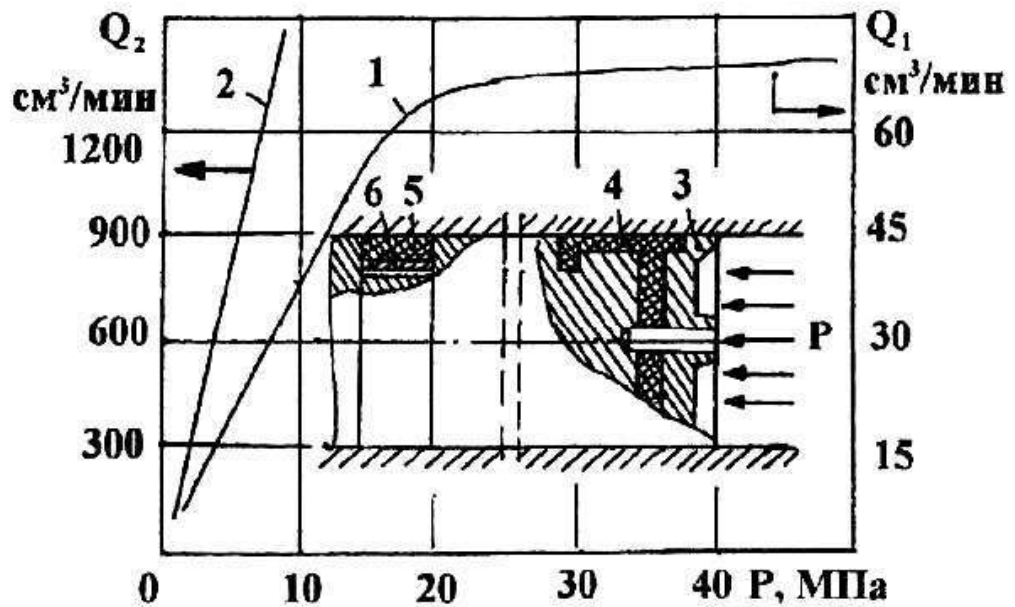


Рис. 2.13 Вплив вставок у поршні робочого тиску мастила на витоки (вихідний зазор – 40 мкм; АМГ – 10; 30° С): 1 – витоки за наявності вставки, що активізується тиском гідравлічного мастила; 2 – витоки без вставки; 3 – поршень; 4 – пластмасова вставка після заливки; 5 – вставка із сегментів; 6 – плоска пружина, що притискає вставки до дзеркала циліндра

Що ж до дії абразивних частинок, то в поршневій частині поршня було зроблено збиральну кишеню і застосовано більш ефективний фільтр мастила в системі. Зменшення зносу контртіл у зоні юбки поршня можна домогтися також застосуванням пластмасових вставок 5. Оскільки тиск мастила в цій зоні незначний, то пластмасова вставка 5 притискається до дзеркала циліндра за допомогою плоскої пружини 6, як це видно з рис. 2.13. У результаті при збідненій рідкій змазці відбувається поліпшення умов тертя за рахунок дії складу твердої змазки, дія якої ефективна навіть при повній відсутності рідкої змазки.

У підсумку можна сказати, що при роботі прецизійних плунжерних пар мають місце погані умови змащування поверхонь тертя в зонах, віддалених від джерела надходження високого тиску. Значно зменшити зношення прецизійних пар можна шляхом використання рухливих і деформованих вставок, у складі яких наявні домішки з порошкових матеріалів, наприклад, з дисульфиду

молібдену і графіту, а в деяких випадках – з міді та інших матеріалів. Результати можуть бути поширені не тільки на циліндропоршневі вузли гідромашин, а й на різноманітні за конструкцією і призначенням насоси, включаючи паливні насоси суднових дизелів.

Прецизійно виготовлені плунжерні пари в даний час знаходять широке розповсюдження не тільки в аксіально-поршневих гідромашинах, але і в інших різних машинах і механізмах. В основному вони використовуються в гідравлічних системах високого тиску насосів, гідромоторів для подачі палива, у технологічних пристроях отримання зріджених газів тощо. Їхня функціональна роль винятково велика, як і вимоги до якості виготовлення та надійності [79, 58, 80]. Виникаючи відмови через зношування або заклинювання плунжерних пар здатні призвести до серйозних наслідків аварій [81-82], особливо в авіації [83].

Діаметральний зазор між плунжером і гільзою або втулкою залежить від діаметра і може бути від п'яти до 25 мікрметрів. У деяких випадках зазор виконують у межах 2-4 мкм, а параметр шорсткості  $R_a=0,02\sim 0,16$  мкм при відхиленні від площини сполучених робочих поверхонь, має бути не більше 0,3 мкм. Такі жорсткі вимоги доповнюються необхідністю використання обробки деталей холодом при температурі мінус  $70^\circ\text{C}$  після гартування, що дає стабілізацію розмірів. Однак, незважаючи на вжиті технології, плунжерні пари схильні до заклинювання через деформації від діючих зусиль, температур і поздовжньої жорсткості плунжерів. З огляду на викладене, нижче показані деякі можливі рішення, що дозволяють значно знизити пошкодження плунжерних пар від заклинювання через їх осьову жорсткість.

Як показала експлуатація насосів зріджених газів (НСГ-1), їх плунжерні пари найчастіше виходять з ладу через виникнення місцевих осередків захоплення з подальшим заклинюванням, тоді як більша частина поверхні плунжерів виявляється непрацюючою. З рис. 2.14 видно, що викривлення втулки (б) або плунжера (в) призводить до нерівномірного розподілу контактних тисків по краях втулки й плунжера, порушуючи бажану ідеальність їх роботи за

відсутності таких викривлень (а).

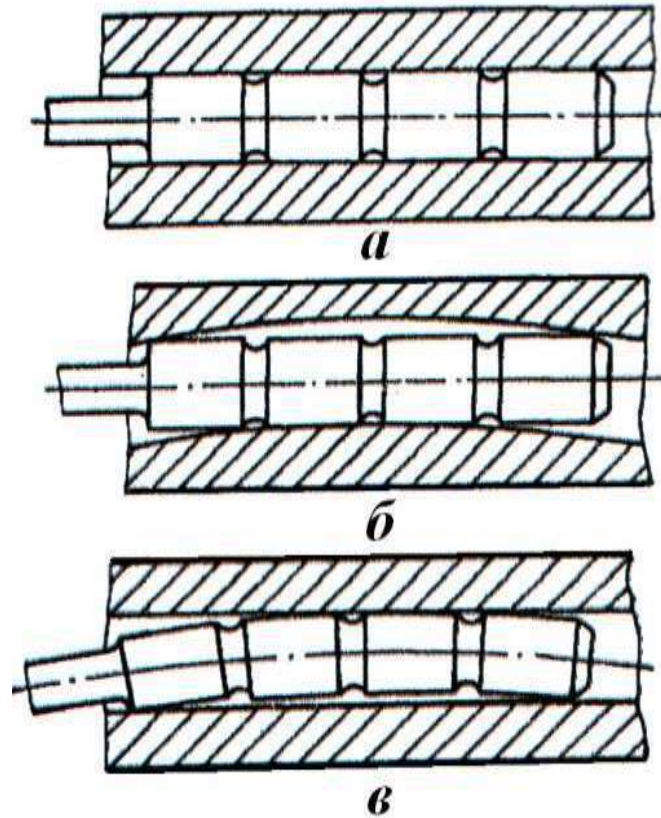


Рис. 2.14 Пара втулка-плунжер без викривлення осі (а) і з викривленням осі втулки (б) або осі плунжера (в), що призводить до утворення осередків захоплення

Якщо ж врахувати, що викривлення поверхонь мають лежати в межах 0,3 мкм, то стає очевидною висока ймовірність збільшення цього параметра з виникненням контактних тисків і зон захоплення особливо при невеликих мікронних зазорах.

Для ліквідації крайових ефектів у плунжерних парах була розроблена конструкція складеного плунжера [81], показана на рис. 2.15.



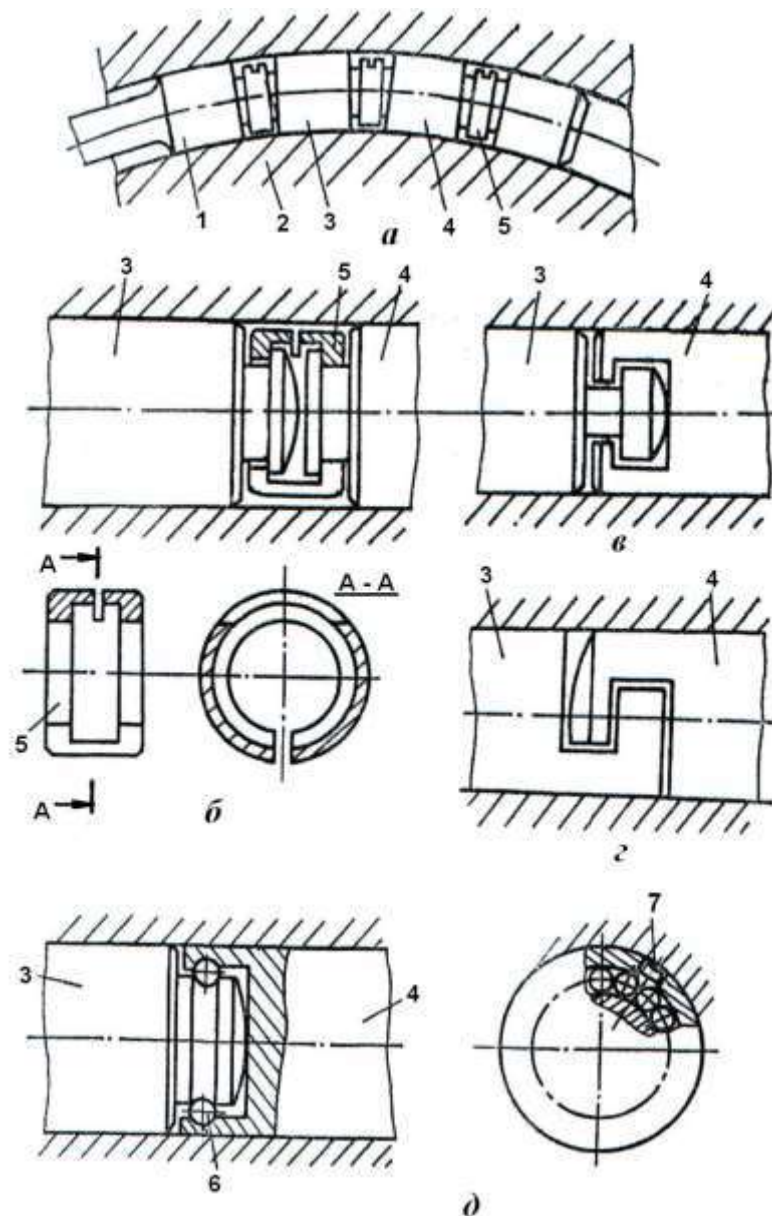


Рис. 2.15 Складений плунжер (а) і способи з'єднання його елементів (б-д): 1, 3, 4 – окремі плунжери; 2 – циліндр; 5 – з'єднувальне кільце; 6 – кульки; 7 – стопорний гвинт

Як бачимо, цілісний плунжер по рис. 2.15 замінений на складений з окремих елементів 1, 3, 4, що з'єднуються пружним замком 5. Таке рішення дозволило плунжеру легко згинатися в осьовому напрямку з ліквідацією зон підвищення контактної тиску. Крім того, розбірна конструкція складеного плунжера допускала швидку заміну зношених елементів, а не всього плунжера, як це робилося раніше.

Подальші дослідження в цьому напрямку привели нас до більш простого

рішення створення плунжера з гнучкою поздовжньою віссю. З рис. 2.16 видно, що плунжер виконаний цільним, але його масляні канавки значно поглиблені з утворенням сполучної перемички. Ці перемички забезпечують цілісність плунжера при виникненні зусиль робочого й холостого ходів, що стискаються й розтягуються, або при нагнітанні і всмоктуванні середовища, а також можливість його вигину.

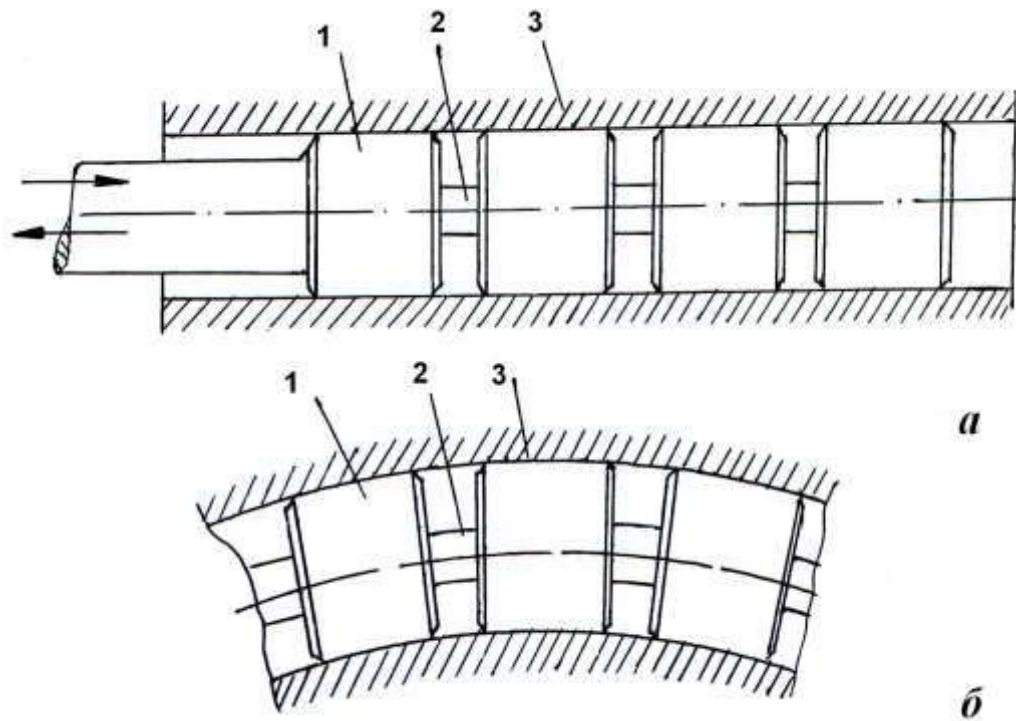


Рис. 2.16 Принциповий пристрій гнучкого цільного плунжера в прямому (а) і зігнутому (б) отворі: 1 – плунжер; 2 – перемичка гнучка; 3 – втулка

При цьому необхідний розрахунок діаметрів перемичок на розтяг, стиск і вигин з урахуванням допустимих напружень. Тут слід зауважити, що згинальні деформації виникають невеликі, оскільки мова йде про мікрони. Випробування описаних рішень показали їх ефективність. Однак виготовлення цілісних плунжерів з гнучкими перемичками натрапило на труднощі шліфування більш серйозні, ніж окремих складових елементів.

Таким чином, у прецизійних плунжерних парах у процесі експлуатації спостерігаються випадки заклинювання через деформацію їх осей і високих контактних тисків, що виникають на крайових ділянках поверхонь тертя.

Конструкція плунжера, що складається з окремих складових елементів, дозволяє йому згинатися по всій довжині втулки, тим самим ліквідовуючи або знижуючи виникнення осередків захоплення, що призводять до заклинювання плунжерної пари. Запропоновано спрощений варіант гнучкого плунжера, виконаного не з окремих елементів, а суцільнометалевим, але з перемичками, що забезпечують полегшену деформацію плунжера при вигині осі.

## **Висновки до розділу 2**

1. Проведено дослідження зносу і витоків циліндропоршневих пар аксіально-поршневих гідромашин. Показано складний характер епюр зносу цих пар і встановлено вплив їхньої конусності, часу роботи на виток в залежності від перетинів по довжині поршня або його положення в циліндрі.

2. У зонах, віддалених від торця поршня, спостерігаються задирки і захоплення, що свідчить про недостатнє змащування робочих поверхонь. Теоретично й експериментально встановлено, що шляхом створення не кільцевих, а поздовжніх гвинтових мікроканалок на циліндричній поверхні поршнів виникає можливість поліпшити умови змазки і тим самим підняти зносостійкість циліндропоршневих пар.

3. Показано, що замість каналок для подачі рідкої змазки можуть бути застосовані рухливі вставки з твердої змазки, які за рахунок свого комбінованого складу забезпечують високу довговічність циліндропоршневих пар навіть при умовах вкрай обмеженого надходження рідкої змазки у важко навантажених зонах тертя.

4. Встановлено, що невелике деформування осі жорсткого сталевого плунжера за рахунок термічних напруг та інших причин призводить до заклинювання пари при малих зазорах і навіть до обривів хвостовиків, що особливо спостерігається в прецизійних парах насосів зріджених газів. Шляхом застосування складених, а не цілісних плунжерів заклинювання через викривлення осі повністю ліквідується.

### РОЗДІЛ 3

## ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПАРИ БЛОК-РОЗПОДІЛЬНИК АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОЇ ГІДРОМАШИНИ

### 3.1 Аналіз роботи пари блок-розподільник

Як було показано раніше, відмови в роботі пари блок-розподільник гідромашин становлять 45-50% і залежать не тільки від зовнішніх умов експлуатації, але й від використання гідромашин у режимі насоса й гідромотора.

Вивчення причин несправностей цієї пари вимагає короткого аналізу умов її роботи. Перш за все, було визначено нерівномірне зношування сферичних поверхонь розподільників у ділянці високого тиску в зоні перемички, що показано на рис. 3.1.



Рис. 3.1. Зношення сфери розподільника в зоні високого тиску

Це відбувається через нерівномірний притиск блоку циліндрів до поверхні розподільника з утворенням навіть клинової щілини в зонах зливу мастила. Схематично така щілина показана на рис. 3.2.

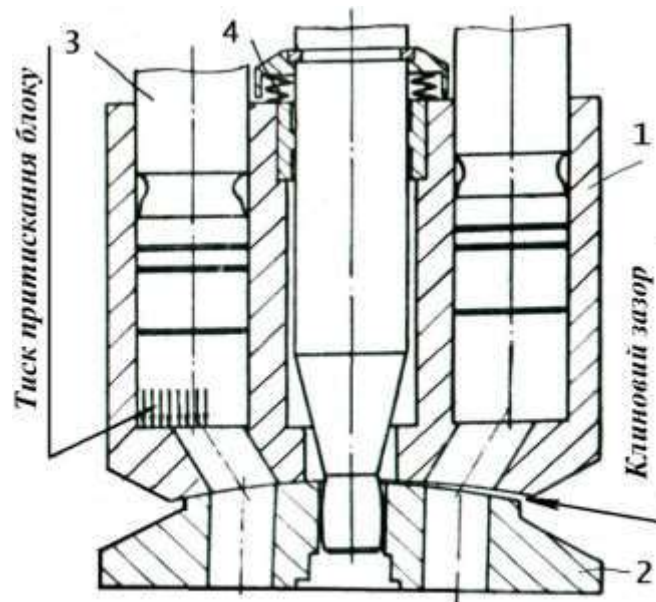


Рис. 3.2 Схематичне креслення робочого вузла гідромашини 210.25:

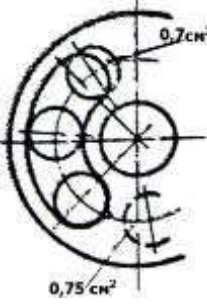
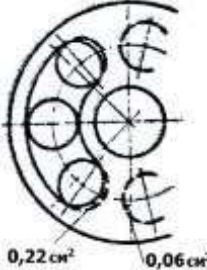
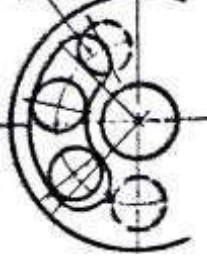

1 – блок циліндрів; 2 – розподільник; 3 – поршень; 4 – тарілчасті пружини.

Притискне зусилля блоку 1 до розподільника 2 створюється тиском рідини на дно циліндрових отворів, з'єднаних в поточний момент з вікном нагнітання розподільника. На рис. 3.2 стрілками показано поверхню в отворі блоку, на яку діє робоча рідина. Таких поверхонь при обертанні блоку циліндрів виникає близько трьох-чотирьох. А віджимний тиск діє не тільки у вікні нагнітання на поверхню блоку, але й у зазорі сполучення в клиновій щілині.

Розрахунок притискного зусилля для різних положень отворів блоку над вікнами розподільника показує його нерівномірність (табл. 3.1).

Результуюче зусилля притиску блоку в залежності від його положення приймає значення від 11,5 до 147, де – тиск у МПа.

## Зусилля F в парі блок-розподільник

Положення блоку щодо розподільника	Притискне зусилля $F_{np}$ , Н	Віджимне зусилля $F_{отж}$ , Н	Результуюче зусилля притиску $F$ , Н	$\frac{F}{F_{np}}$
	$3 \left( \frac{\pi 2,5^2}{4} - \frac{\pi 1,5^2}{4 \cos 25^0} \right) \times 100 p = 891 p$	$[8,18 - 2 \cdot 1,95 - (1,95 - 0,7)] 100 p + (12,09 - 2 \cdot 0,75) 50 p = 833 p$	58 p	0,065
	891 p	$303 p + (12,09 - 2 \cdot 0,06 - 2 \cdot 0,22) 50 p = 879,5 p$	11,5 p	0,013
	$(8,91 + 2,97 \cdot 0,5) \times 100 = 1039,5 p$	$(8,18 - 2 \cdot 1,95 - 0,54) 100 p + (12,09 - 1,95 + 0,54) 50 p = 908 p$	131,5 p	0,126
	$4(4,92 - 1,95) \times 100 p = 1188 p$	$(8,18 - 2 \cdot 1,95 - 0,12 \cdot 2) 100 p + (12,09 - 1,83 \cdot 2 + 2,25 \cdot 2) 50 p = 1041 p$	147 p	0,123

Додатково для запобігання відриву блоку від розподільника в конструкції аксіально-поршневих гідромашин передбачені у вузлі блоку циліндрів тарілчасті пружини 4 (рис. 3.2). Зусилля цих пружин приймається в межах 1025 ... 1 274 Н.

Таким чином, загальне притискне зусилля блоку до розподільника становить  $11,5p + (1025 \dots 1274)$ ;  $147p + (1025 \dots 1274)$  і при тиску рідини в системі 20 МПа (звичайний робочий тиск приймається рівним до 16 МПа) притискна сила може досягати миттєвих значень близько 4000 Н.

Як видно з рис. 3.1, зношення розподільників не є рівномірним у різних зонах. Так, за вимірюваннями Д. П. Захваткіна [90], зношення сфери розподільника у секторі нагнітання за першу 1000 год. гідромашини 210.25 становить 62 мкм, а кожні наступні 1000 год. лежать у межах 48 мкм. Водночас у ділянці відтискання блоку зношення відповідно дорівнює 19,2 і 15,7 мкм. При цьому зношення сфери обертового блоку циліндрів було значно нижчим 46,1 мкм після першої тисячі годин роботи й 31,3 мкм – після кожної наступної тисячі годин.

Таким чином, можна зробити висновок, що нерівномірне зношення розподільника є наслідком конструктивних особливостей гідромашин, пов'язаних з наявністю зон з перепадом тиску робочої рідини. Тому для підвищення довговічності пари блок-розподільник слід застосовувати такі зміцнювальні технології і способи, які можуть бути використані не тільки в умовах ремонтного виробництва, але й без зміни конструкції в серійному виготовленні.

### **3.2 Підвищення довговічності розподільників гідромашин знакозмінним фрикційним зміцненням**

Розглянемо кілька розроблених варіантів підвищення зносостійкості сфер розподільників гідромашин і блоку циліндрів.

Відомо, що розподільники в основному виготовляють із сталі 38Х2МЮА з подальшим азотуванням. За альтернативу азотування може бути прийнятий

процес фрикційного зміцнення з отриманням твердих білих шарів. Для цього розроблений спосіб експресного зміцнення, що дозволяє за 40-50 секунд машинного часу утворювати суцільні білі шари на сферичній поверхні розподільників.

Пристрій для здійснення такого зміцнення [91] показаний на рис. 3.3. Розподільник 1 закріплюється в шпинделі токарного верстата або пристосуванні 2 із обертами 60 об/хв. До сферичної поверхні розподільника підводяться до притиску два сталевих профільних диски 3, 4, змонтовані на одній осі 5 із силою притиску 500 Н. Диска́м задається середня окружна швидкість близько 80 м/с. Оскільки диски знаходяться по обидва боки від осі розподільника, то при своєму обертанні без реверсування вони створюють при терті знакозмінні зсувні деформації в поверхневих шарах сферичної робочої поверхні [81]. Як наслідок, це дає підвищений ефект зміцнення в порівнянні з односпрямованим високошвидкісним тертям [92].

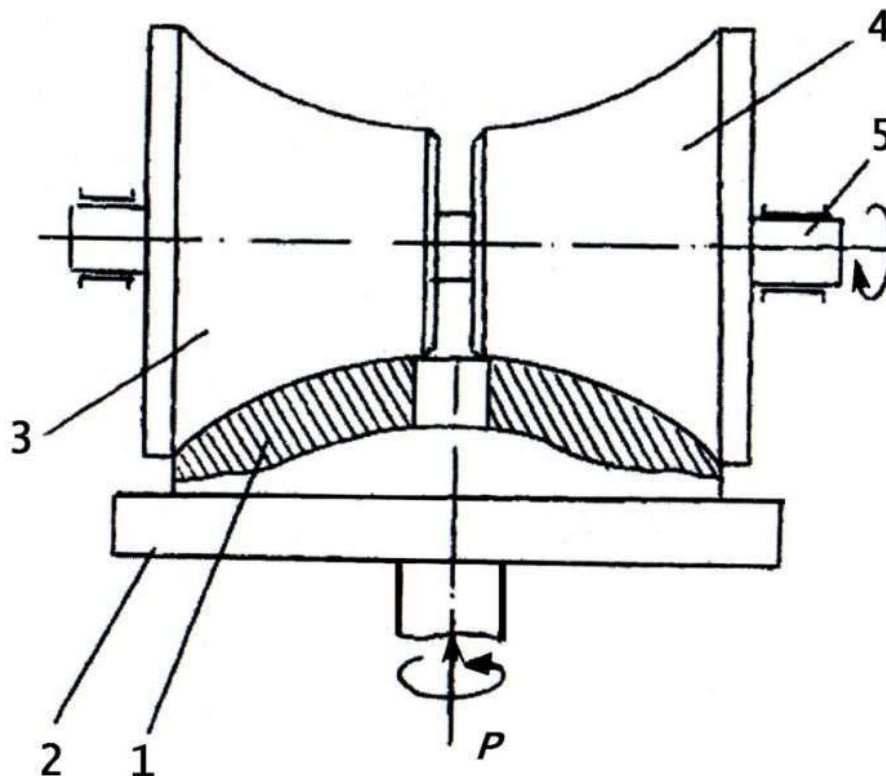


Рис. 3.3 Пристрій для зміцнення розподільників: 1 – розподільник; 2 – шайба верстата; 3, 4 – профільні зміцнювальні диски; 5 – вісь



На рис. 3.4 представлено експериментальні дані по величині зміцнення поверхні тертя (крива 1) і глибині його поширення (крива 2) залежно від часу обробки двома дисками. Така обробка створює суцільні й зносостійкі білі шари, зношення яких менше азотованих на 25 ... 30%.

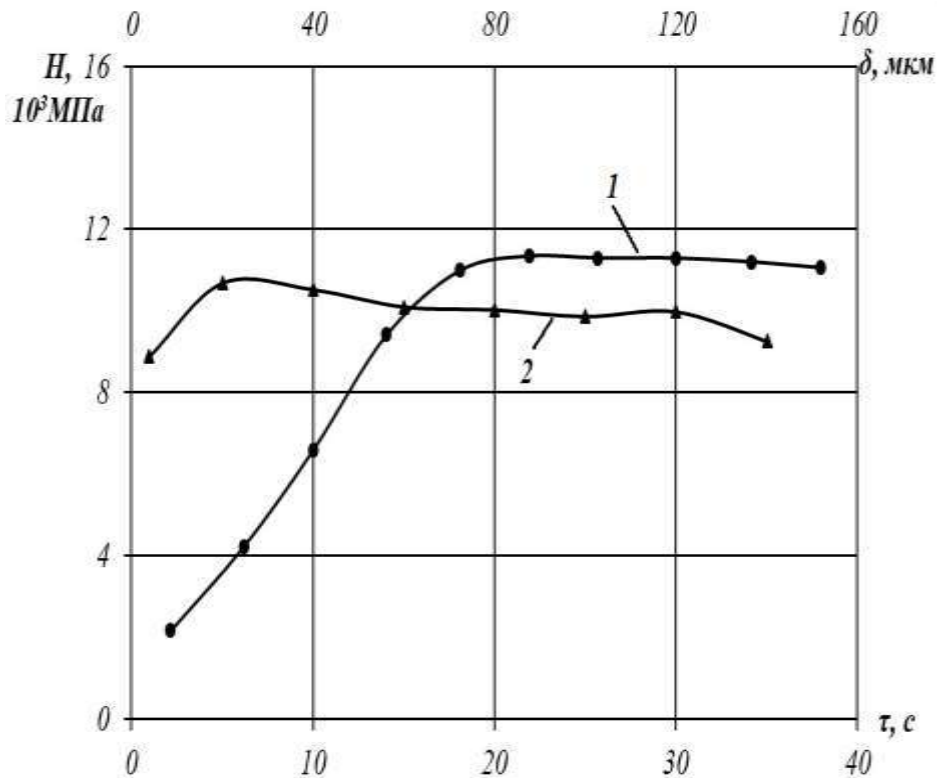


Рис. 3.4 Вплив фрикційного зміцнення на мікротвердість (80 м/с; мастило АМГ-10; навантаження 200 Н; сталь 38Х2МЮА): 1 – залежно від часу впливу; 2 – зміцнення по глибині від поверхні  $\delta$  при  $\tau = 30$  секунд

### 3.3 Підвищення довговічності розподільників гідромашин зміцнювальним шліфуванням

Одним з відповідальних вузлів, що визначають довговічність аксіально-поршневих машин, є фрикційна пара блок циліндрів-розподільник. Якщо блок циліндрів виготовляється з високоолов'янісної бронзи, то розподільник – з легованої сталі з подальшим азотуванням. Незважаючи на якісний підбір

матеріалів, обидві поверхні зношуються досить інтенсивно. Відновленню при ремонтних роботах піддаються обидві деталі з використанням різних технологій. При цьому більш тривалий процес займає відновлення сферичної поверхні розподільника, оскільки він включає термічну обробку сталі із застосуванням азотування. Було зроблено припущення про можливість заміни азотування сталевих розподільників на їх обробку із застосуванням не тільки фрикційного зміцнення, але й абразивного шліфування.

У зв'язку з викладеним, поставлена мета – показати переваги застосування зміцнювального абразивного шліфування замість процесу азотування для підвищення якості робочих поверхонь розподільників гідромашин.

Абразивне зміцнювальне шліфування ґрунтується на закономірностях, описаних у працях [54, 94]. Як встановлено в роботі [54], ефективність зміцнювального шліфування з отриманням суцільних білих шарів визначається деформаційними й тепловими імпульсними процесами в поверхневих шарах і значною мірою залежить від конкуренції сил при шліфуванні від фрикційної складової і «чистого» різання. У свою чергу необхідно враховувати ступінь зношення ріжучих абразивних зерен у зв'язці круга або усередненим часом їх роботи.

З наведеної табл. 3.2 видно вплив часу затуплення абразивних зерен шліфувального круга 24A25CM6K сталі 38X2МЮА на пайовий розподіл сил тертя ( $P_{ZT}$ ) і різання ( $P_{ZP}$ ) на знімання металу ( $Q$ , м/с).

Таблиця 3.2

**Вплив часу затуплення абразивних зерен шліфувального круга**

$t$ , с	6	30	60	120	180	300
$Q$ , мм/с	41	38	32	27	21	15
$P_{ZT}$ , Н	3,7	9,6	11,0	9,9	9,6	9,2
$P_{ZP}$ , Н	11,0	10,4	9,2	8,4	7,8	6,9
$P_{ZT} /$ $P_{ZP}$	0,3	0,9	1,2	1,2	1,2	1,3

Від цього розподілу складових  $P_{ZT}$  і  $P_{ZP}$  залежить і зміцнювальний ефект.

Для проведення експериментів по зміцненню розподільників гідромашин була створена установка, схематично показана на рис. 3.5.

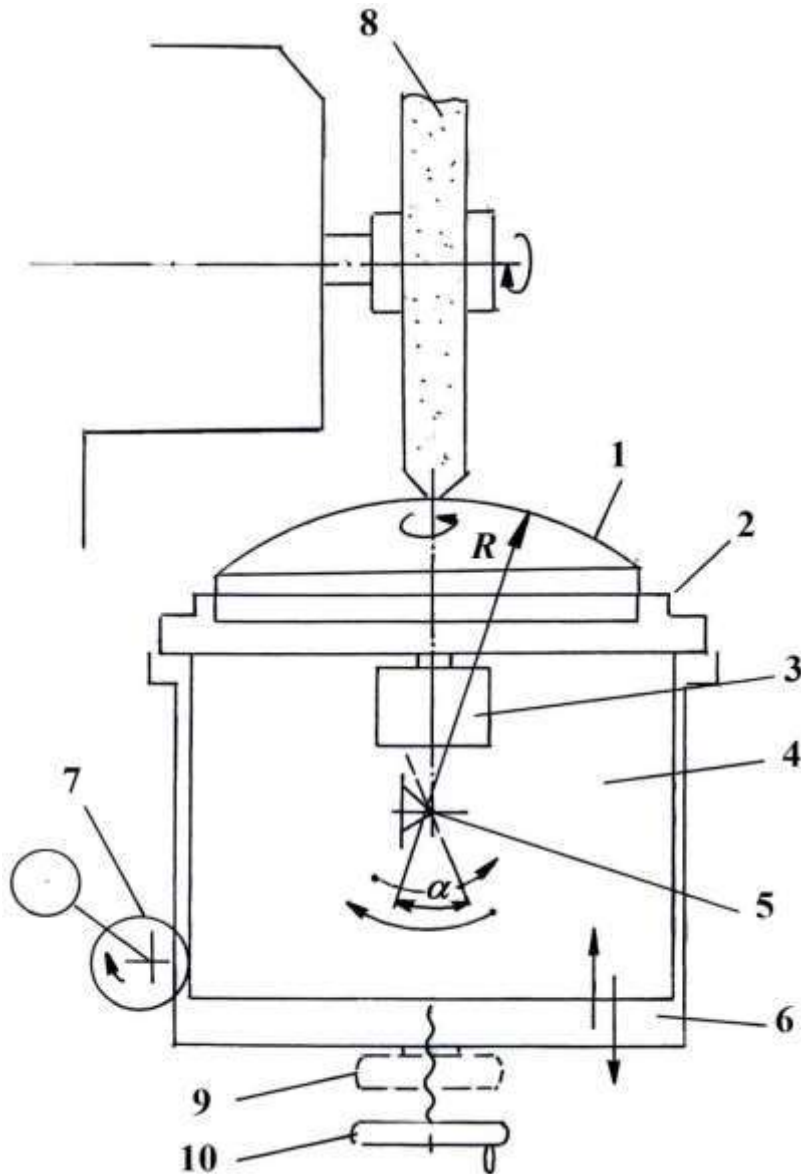


Рис. 3.5 Схематичний пристрій зміцнювального пристосування: 1 – розподільник; 2 – патрон; 3 – мотор-редуктор для обертання патрона з розподільником; 4 – плато; 5 – вісь хитання плато; 6 – супорт; 7 – механізм хитання плато навколо осі 5; 8 – шліфувальний круг; 9 – динамометр; 10 – маховик супорта (швидкість 30 м/с; час шліфування 5 с).

Розподільник 1 закріплюється за допомогою токарного патрона 2 і дістає повільне обертання від мотор-редуктора 3. Усі вони (1-3) збиралися на основі 4 і

могли здійснювати якісний рух на осі 5, встановленій на плато 6. При цьому основа 4 отримувала хитальний рух від механізму 7 з мотор-редуктором. При русі супорта токарного верстата плато 6 переміщало всю конструкцію разом з обертовим розподільником до шліфувального круга 8. Зусилля притиску вимірювалося за допомогою динамометра 9, а глибина різання задавалася гвинтом 10 поперечної подачі супорта токарного верстата.

Повертаючись до табл. 3.2, відзначимо, що її дані щодо впливу часу затуплення зерен круга на відношення  $P_{ZT}/P_{ZP}$  добре узгоджуються зі зміцнювальним ефектом.

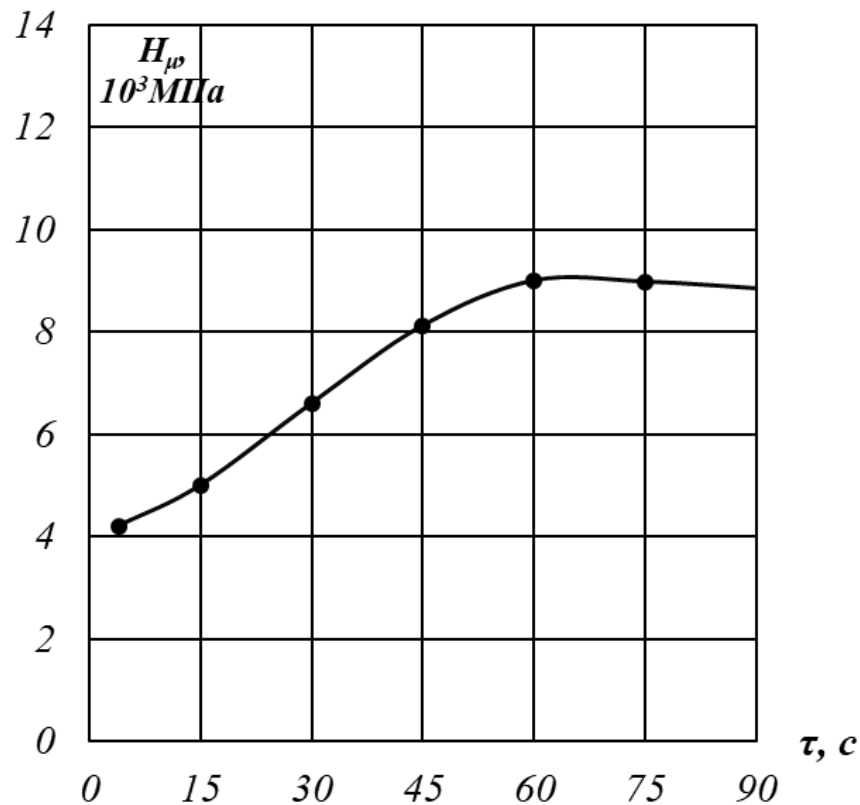


Рис. 3.6 Вплив часу попереднього затуплення круга на зміцнення поверхні сталі (швидкість 35 м/с; час обробки – 5 с; глибина врізання 0.08 мм; охолодження індустріальним мастилом).

На рис. 3.6 показано зміну мікротвердості сталі в залежності від часу попереднього напрацювання (або затуплення) шліфувального круга. Добре видно, що найбільша мікротвердість досягається приблизно при 40-60

секундному попередньому зношенні шліфувального круга, а не на новому або відразу після його правки. Це свідчить про превалюючу дію тертя на процес зміцнення, точніше – фрикційного високошвидкісного зміцнення, а не «чистого» різання.

Уявлення про розподіл мікротвердості по глибині від обробленої поверхні дає крива на рис. 3.7. Величина мікротвердості поверхневого шару відповідає суцільному білому шару, отриманому на обраному режимі шліфування.

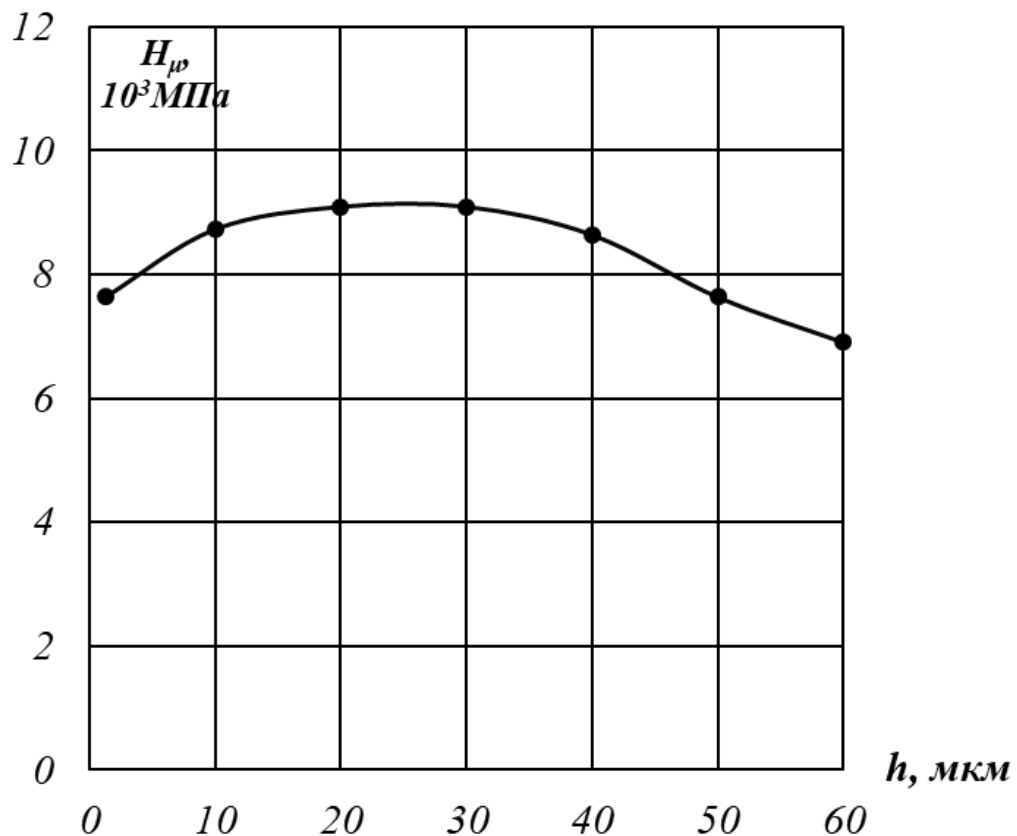


Рис. 3.7 Глибина зміцнення при обробці кругом (затупленість круга 60 с; час обробки таким колом – 5 с)

Подальші експерименти проводили за визначенням зносу сталей, які пройшли різне зміцнення. Результати показані на рис. 3.8

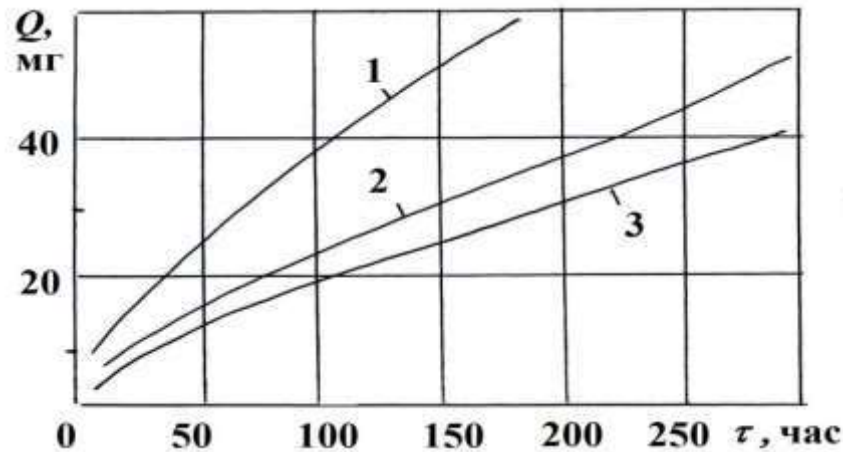


Рис. 3.8 Вплив зміцнення на зношення сталі 38Х2МЮА (швидкість 2 м/с; навантаження 600 Н; тертя в мастилі АС-8). 1 – зразок загартований; 2 – азотований; 3 – зміцнений шліфуванням за режимом рис. 3.6, 3.7

На цьому рисунку крива 1 відповідає зношенню загартованої сталі 38Х2МЮА; крива 2 – сталі після азотування, а крива 3 отримана на зміцнених шліфуванням зразках.

При порівнянні кривих 2 і 3 видно, що зношення зразків після зміцнення шліфуванням трохи нижче, ніж після азотування.

Однак тут слід підкреслити, що зміцнення шліфуванням більш технологічно й екологічно чисте і відбувається при невеликих витратах машинного часу в порівнянні з багатокроковим процесом азотування.

Крім того, при такому зміцненні відпадає необхідність в дорогому обладнанні, складному оснащенні й наявності спеціальних хіміко-термічних ділянок.

Отримані результати дозволяють дійти такого висновку. Розроблено схему установки, що дозволяє здійснювати зміцнення абразивним шліфуванням сферичних поверхонь розподільників аксіально-поршневих гідромашин. Показано провідну роль фрикційної складової при абразивній обробці в порівнянні з «чистим» різанням зернами круга у формуванні зміцнювального ефекту з отриманням білого шару.

Встановлено високу зносостійкість зміцнених шліфуванням білих шарів порівняно з азотуванням і, більш того, загартуванням.

### **3.4 Підвищення довговічності розподільника і блоку циліндрів нанесенням канавок на їх робочі поверхні**

Наступним напрямком підвищення зносостійкості поверхонь тертя розподільника і поверхні блоку було створення регулярно розташованих канавок, сферичних мікропоглиблень або рельєфу на робочих поверхнях. Цей метод досить повно висвітлений у літературі і застосовується на практиці [93].

Було прийнято кілька варіантів розташування заглиблень на поверхнях тертя: тільки на розподільнику або на сферичній поверхні блоку, а також на обох деталях. Для спрощення експериментів поглиблення наносилися за допомогою твердоміра з алмазним накінецьником з регулярним кроком 5 мм. Застосовувався і кульковий індентор.

Такі поглиблення наносилися на розподільники в зоні підвищеного зношення. Якщо ж поглиблення робилися на поверхні блоку, то вони розташовувалися на обох доріжках і на перемичках між отворами циліндрів.

На першому етапі експерименти проводилися в лабораторних умовах на машині тертя, виконаному на базі твердоміра (рис. 3.9), де як зразок використовувалися заводські деталі гідромашини 210.25 бронзовий блок циліндрів і сталевий розподільник.

За кривими 2-4 у порівнянні з кривою 1 видно вплив заглиблень на граничне навантаження, що призводить до швидкого зростання температури з можливими подальшими задирками, припіканнями й схоплюваннями. Крім того, виявилось, що кращі результати показують пари, у яких заглиблення зроблені на обох контактуючих поверхнях (крива 4), тобто вони витримують більше навантаження.

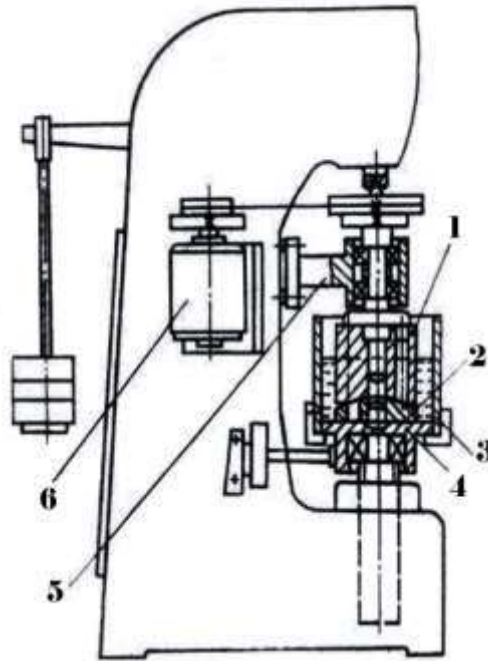


Рис. 3.9 Машина тертя для випробування пари блок-розподільник, виконана на базі твердоміра: 1 – блок циліндра; 2 – розподільник; 3 – резервуар для масла; 4 – динамометричний стіл; 5 – кронштейн з підшипниками; 6 – електродвигун

Зміну температури в залежності від навантаження для поверхонь із заглибленнями показано на рис. 3.10.

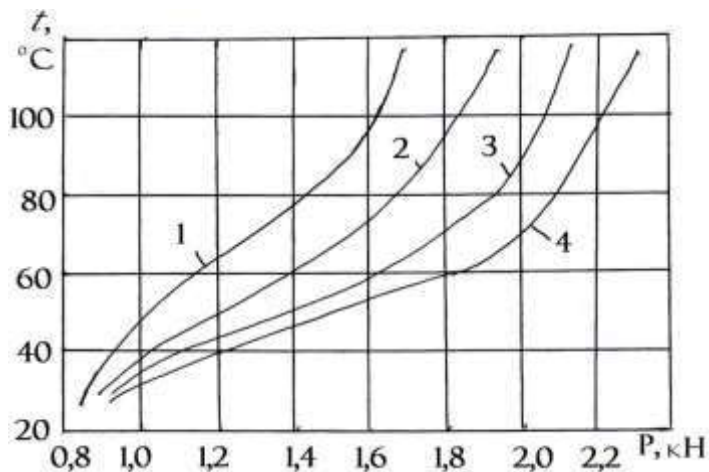


Рис. 3.10 Вплив обробки поверхонь тертя на навантажувальну здатність пари (мастило АМГ-10; 2 м/с; блок-бронза БрО12; розподільник сталь 38Х2МЮА). Криві: 1 – заводська пара, розподільник азотований; 2 – заглиблення на розподільнику; 3 – заглиблення на сфері блоку; 4 – заглиблення нанесені на сфери блоку і розподільника.



Ці дані дозволили провести випробування на зношення. На рис. 3.11 показана діаграма відносного сумарного зношення поверхонь розподільника і блоку, де за одиницю прийнято зношення заводської пари без заглиблень при базі випробувань 100 годин і навантаженні 1,1 кН для заводської пари без заглиблень і 1,5 кН із заглибленнями.

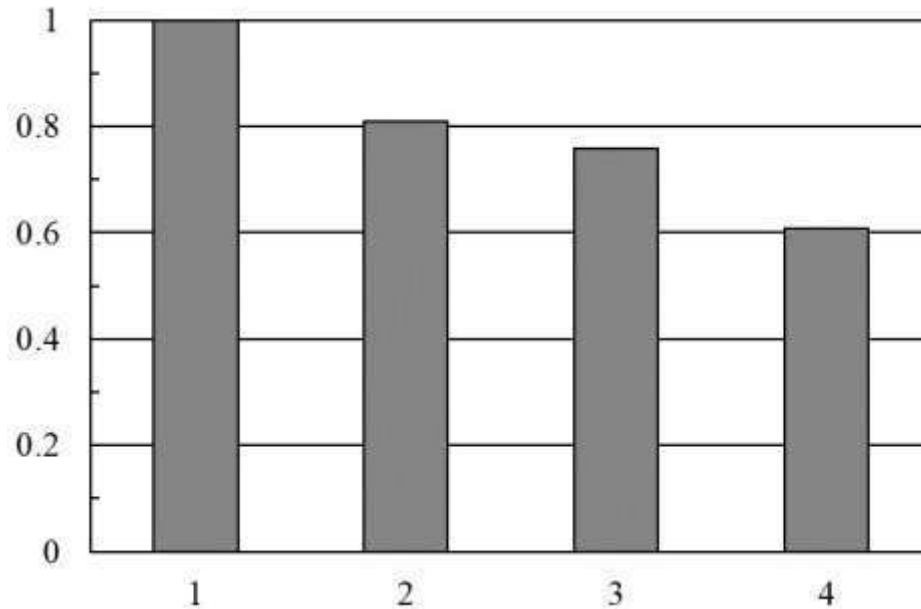


Рис. 3.11 Вплив канавок на сферичних поверхнях блоку циліндрів і розподільника на відносне зношення при випробуванні гідромашини 210.25 (мастило АМГ-10; 16 МПа; 2000 об/хв). 1 – зношення заводської пари, прийняте за одиницю; 2 – заглиблення нанесені тільки на розподільнику; 3 – заглиблення тільки на блоці; 4 – заглиблення на блоці й розподільнику

Видно, що для позиції 4, коли на обох сферичних поверхнях зроблені заглиблення, зношення пари виявилось менше на 40%, ніж заводської. До того ж випробовуваної при меншому навантаженні.

Перевірка ефективності нанесення заглиблень проводилася на декількох гідромашинах на спеціальному стенді із рекуперацією енергії при тиску мастила АМГ-10, рівного 16 МПа (рис. 3.12).

Заглиблення наносилися на поверхні розподільника й блоку гідроциліндрів. Вимірювання показали, що сфера розподільника в секторі

нагнітання за 1000 годин роботи становила не 62 мкм, а 40 мкм, а в зоні перемички зменшилася до 12 мкм проти 19,2 мкм без заглиблень.

Збільшилася й зносостійкість сфери бронзового блоку гідроциліндрів, у середньому на 25%.

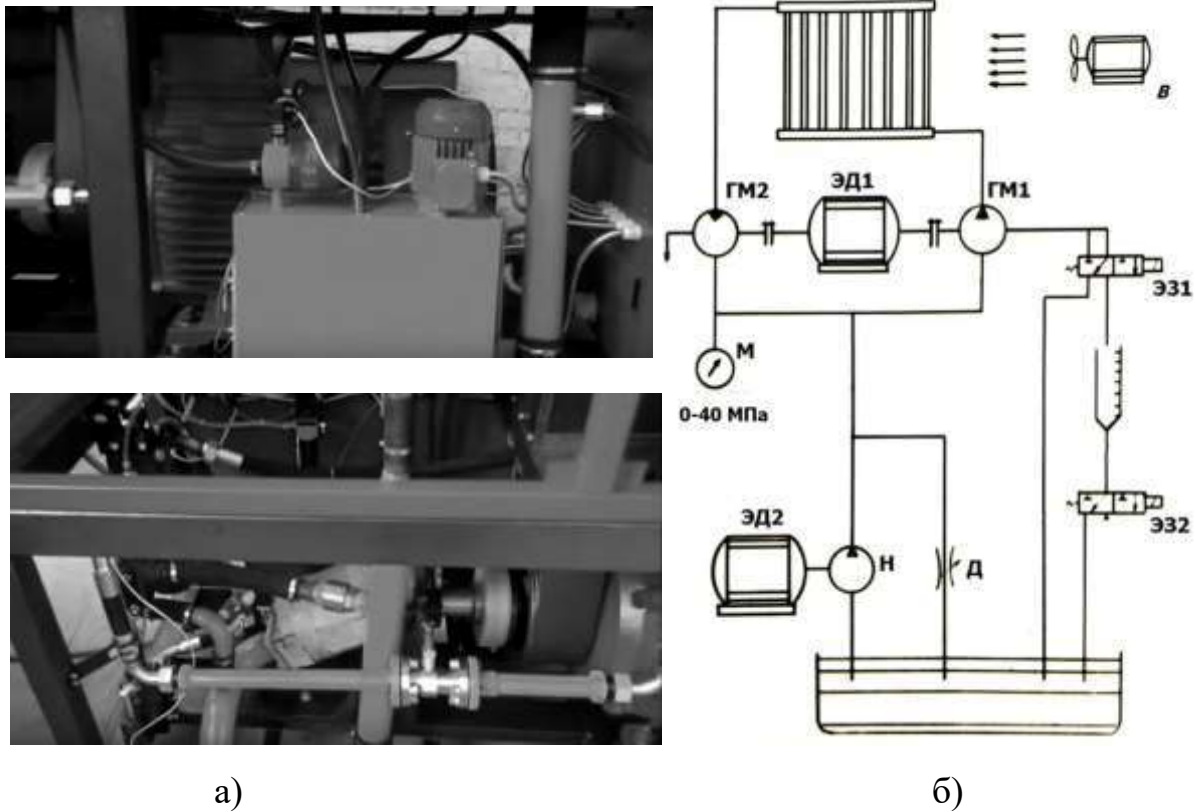


Рис. 3.12 Вид стенду для випробування гідромашини (а) і його принципова гідравлічна схема (б).

Тут слід підкреслити, що малі розміри до 0,4 мм заглиблень помітно не вплинули на витоки, виміряні на початок випробувань і які порівнювали зі стандартними деталями гідромашин. При цьому для того, щоб відсепарувати витоки пари блок-розподільник від циліндропоршневої групи, було використано спеціальне пристосування.

### Висновки до розділу 3

1. Аналіз зусиль, що виникають при обертанні блоку гідроциліндрів аксіально-поршневих гідромашин, показує їх нерівномірність залежно від проходження отворів циліндрів над вікнами розподільників. Нерівномірність

тиску мастила викликає віджимання блоку від розподільника з боку вікна зливу з утворенням клина. У ділянці нагнітання зношення розподільника є найбільшим, що призводить до його підвищеного зношення.

2. Зменшити зношення розподільника і блоку циліндрів можна застосуванням високошвидкісного фрикційного знакозмінного методу зміцнення, а також шляхом нанесення заглиблень або канавок на контактуючі поверхні.

3. Поставлено перспективне завдання розробки і використання інших технологій для підвищення зносостійкості контактуючих поверхонь розподільника та блоку гідروциліндрів аксіально-поршневих гідромашин.

## РОЗДІЛ 4

### ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ЕЛЕКТРОФІЗИЧНИМ МЕТОДОМ

Пошук шляхів підвищення довговічності аксіально-поршневих гідромашин привів до акцентування уваги на електрофізичному методі зміцнення сталевих робочих поверхонь, званому також електромагнітним зміцненням. Відносна простота використання цього методу і його недостатня вивченість спонукали до проведення досліджень на деталях аксіально-поршневих гідромашин з метою підвищення їх експлуатаційної довговічності. Нижче розглянуті основні отримані результати.

#### **4.1 Підвищення довговічності сферичних опор шатунів і поршнів гідромашин електромагнітною обробкою**

В аксіально-поршневих гідромашинах шатуни поршнів відіграють виключно важливу роль, оскільки є ланками, які здійснюють передачу силового навантаження між шайбою з валом гідромашини та поршнями блоку циліндрів. Вони працюють у складних умовах навантажень, особливо їх кульові опори, які до того ж часто відчують мастильне голодування, унаслідок чого виникає підвищене зношення контактуючих поверхонь, задирки й захоплення і, навіть, обрив стержнів шатунів. Як наслідок, гідромашини виводять з експлуатації, знімають з агрегатів і направляють у дорогий ремонт. На частку шатунів припадає близько 20% відмов гідромашин при нормальних умовах експлуатації без пікових навантажень з хорошою фільтрацією мастила і роботою в режимі гідронасоса. Якщо аксіально-поршневі гідромашини працюють як гідромотори, то залежно від їх установки в агрегатах шатуни поршнів працюють в більш жорстких умовах, і тому відсоток їх відмов може бути більшим – до 30%.

З огляду на викладене поставлена мета підвищення довговічності деталей поршневої групи і, в основному, сферичних опор шатунів найбільш простим

методом, який можна здійснити без великих витрат в умовах ремонтовиробництва аксіально-поршневих гідромашин.

Існують різні технології зміцнення поверхонь деталей машин. Найбільш повно вони викладені в довіднику [95]. Однак ні в цьому довіднику, ні в монографії [96] не відображена можливість зміцнення шатунів гідромашин таким електрофізичним методом, яким є обробка магнітним полем [97-99].

На рис. 4.1 зображений нероз'ємний вузол, що складається з шатуна і поршня. Їх з'єднання здійснюється пластичним обтисненням за допомогою ролика з подальшою спільною хіміко-термічною обробкою, а потім шліфуванням поршнів і вільних – відкритих сфер шатунів.

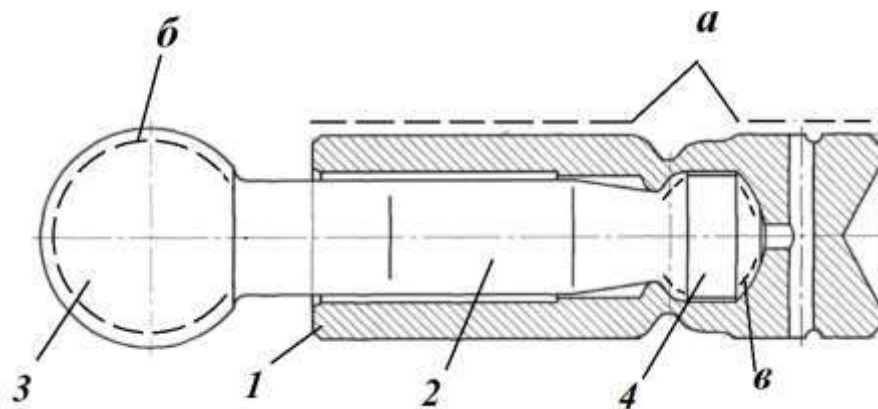


Рис. 4.1 Поршень гідромашини в зборці: а), б) – зони вимірювання зношення; в) – вимір зношення по люфту шатуна; 1 – поршень; 2 – шатун; 3 – зовнішня сферична опора шатуна; 4 – внутрішня опора шатуна

Для підвищення терміну служби великих сфер шатунів на Одеському заводі «Будгідравліка» застосовували технологію напилення молібденом [100]. Однак адгезія такого покриття навіть незважаючи на попередню якісну очистку поверхонь виявилася недостатньою, що призводило до відшарування молібдену з поверхонь сфер. Більш надійно таке покриття зарекомендувало себе в гідромашинах роторного типу.

Слід зазначити, що використання принципів фізико-хімічної механіки матеріалів [18] у кілька разів підвищило довговічність не тільки сфер шатунів,

але й інших пар тертя гідромашин. Однак додавання до гідравлічного мастила поверхнево-активної домішки в експлуатаційних умовах реально здійснити неможливо, хоча це й обіцяє великий економічний ефект.

Тому для здійснення поставленої мети було проведено дослідження можливості підвищення зносостійкості й здатності навантаження сферичних опор поршнів.

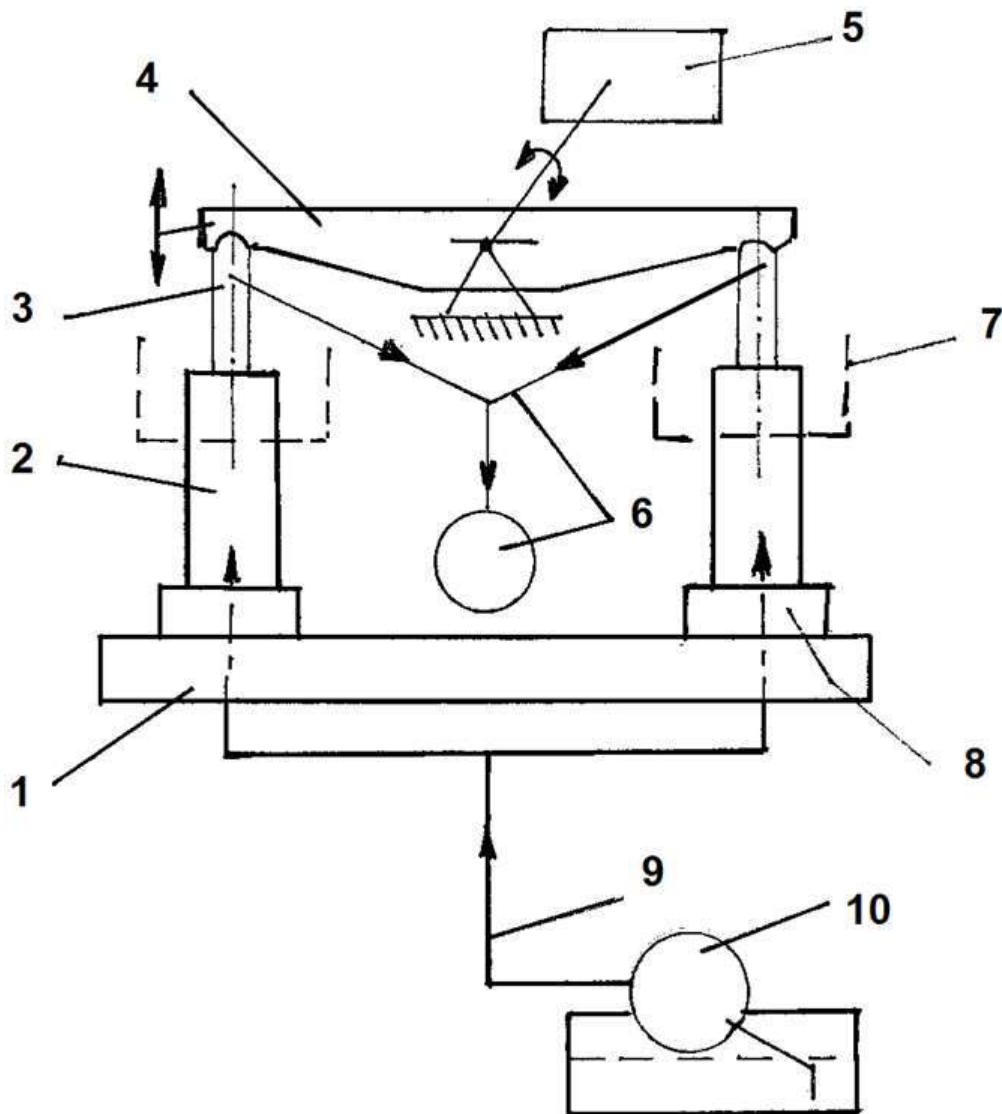


Рис. 4.2 Установка для випробування циліндро-поршневої пари: 1 – основа; 2 – втулка; 3 – шатун із поршнем; 4 – хитний важіль; 5 – пристрій приводу важеля; 6 – навантажувальний пристрій; 7 – чаша для збирання витоків мастила; 8 – гайка кріплення втулки; 9 – трубопровід високого тиску мастила; 10 – нагнітальна станція.

Поршні в зборці гідромашин типу 210.25 піддавалися зміцненню в змінному магнітному полі при частоті 50 Гц з урахуванням рекомендацій [96, 97]. Випробування зміцнених головок поршнів проводили на стенді, який дозволяв здійснювати хитальний рух шатунів із зворотно-поступальним рухом поршнів при тиску гідравлічного масла до 20 МПа й температурі 70° С. Схематично експериментальну установку показано на рис. 4.2. (Додаток В)

Як видно, хитання здійснюється приводом із редуктором, а тиск рідини створюється окремо гідравлічною станцією. З кожного боку хитного важеля встановлено по три поршні із шатунами.

Нижче наведені отримані експериментальні дані по зношенню кульових опор, поршнів сталевих сферичних опор у мастилі АМГ-10 (рис. 4.6, 4.7, 4.8) для різних схем магнітного зміцнення (за рис. 4.3, 4.4, 4.5).

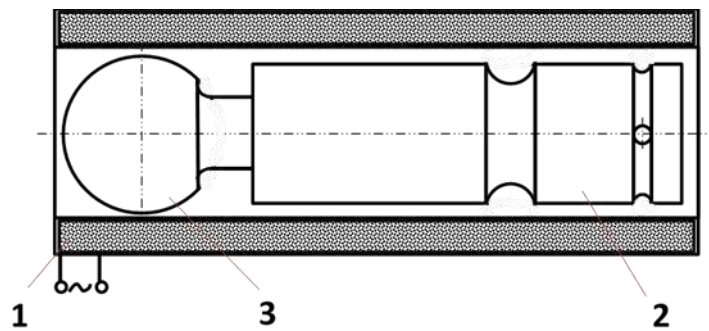


Рис. 4.3 Схема магнітної обробки шатунів поршня в зборці: 1 – електромагнітна котушка; 2 – поршень у зборці; 3 – сфера шатуна

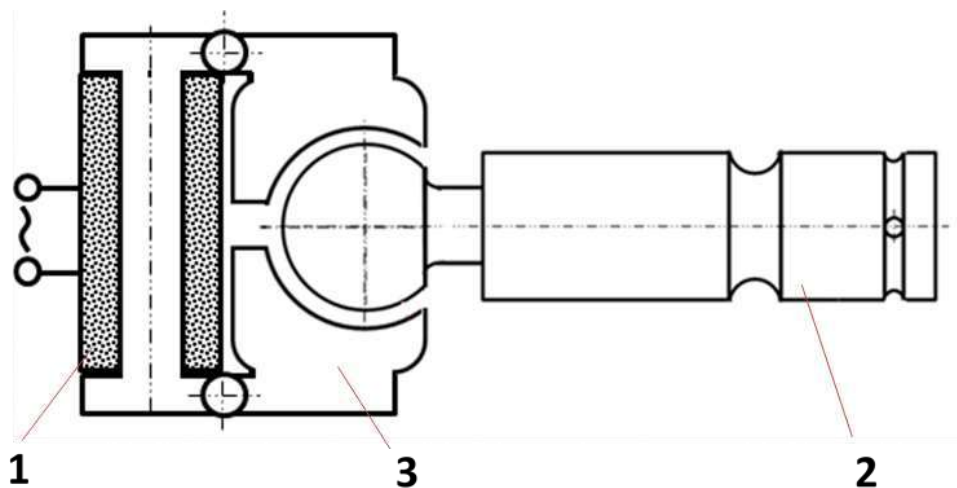


Рис. 4.4 Схема магнітної обробки сфери шатуна: 1 – електромагнітна котушка; 2 – поршень; 3 – магнітопровід із зібраних до пакету пластин магнітної електротехнічної сталі з шарнірними з'єднаннями

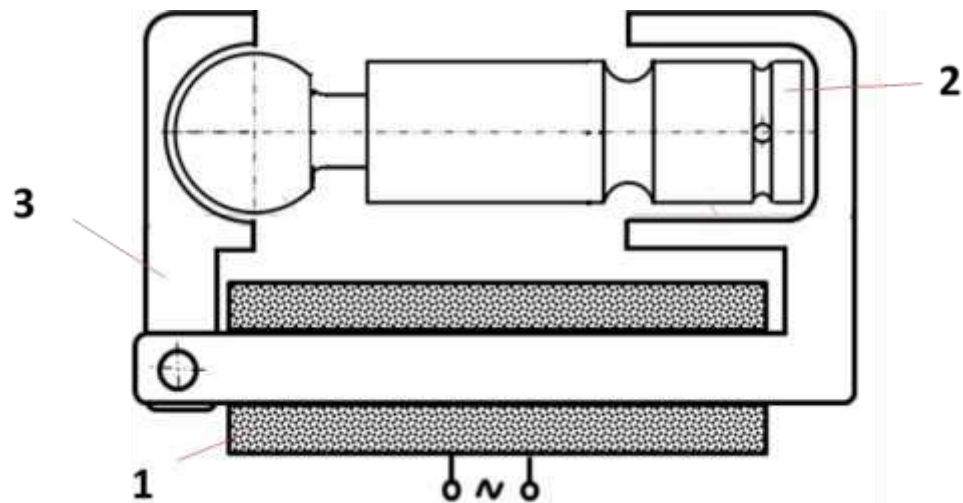


Рис. 4.5 Схема магнітної обробки сфер поршня і робочої частини поршня: 1 – електромагнітна котушка; 2 – поршень у зборі; 3 – магнітопровід із зібраних до пакету пластин з шарнірними з'єднаннями.

При цьому напруженість магнітного поля була обрана  $2 \cdot 10^5$  А/м з урахуванням проведених раніше експериментів і рекомендацій роботи [96, 97], а випробування на зношення здійснювалися через 24 години після магнітної дії.

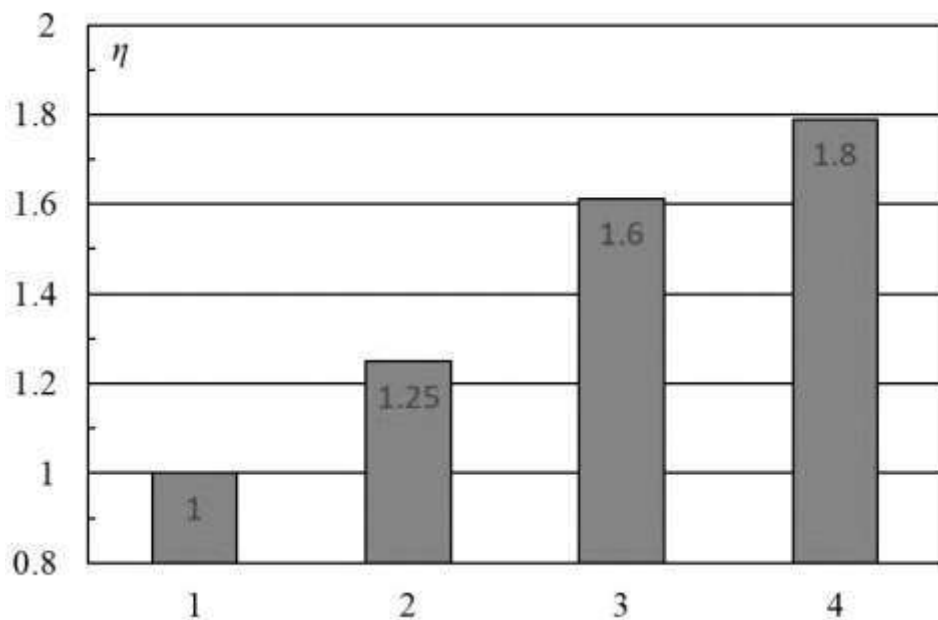


Рис. 4.6 Вплив електромагнітної обробки на відносну довговічність сфери шатуна: 1 – за одиницю прийнята зносостійкість заводської сфери шатуна без магнітної обробки; 2 – відносна зносостійкість сфери шатуна, зміцненої за схемою рис. 4.3; 3 – відносна зносостійкість сфери шатуна, зміцненого за схемою рис. 4.4; 4 – відносна зносостійкість сфери шатуна, зміцненого за схемою рис. 4.5



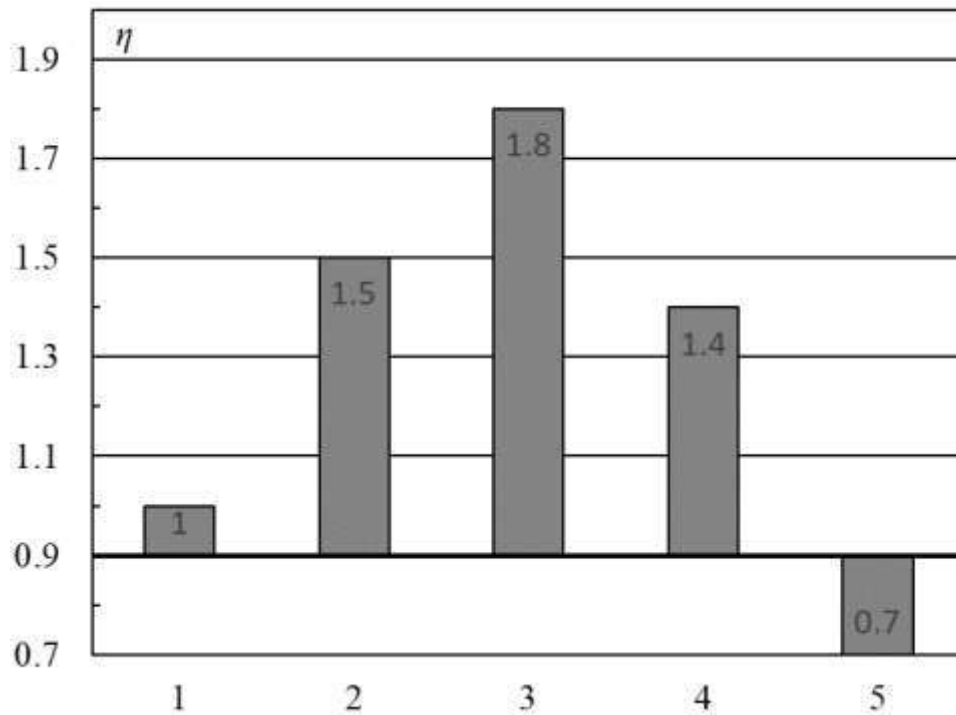


Рис. 4.7 Вплив електромагнітної обробки на відносну довговічність циліндричної поверхні поршня: 1 – за одиницю прийнята зносостійкість заводського поршня зі сталі 38Х2МЮА; 2 – магнітна обробка за рис. 4.3; 3 – магнітна обробка за рис. 4.5; 4 – поршень зі сталі 40Х, загартований без магнітної обробки; 5 – поршень зі сталі 40Х, загартований з магнітною обробкою за рис. 4.5

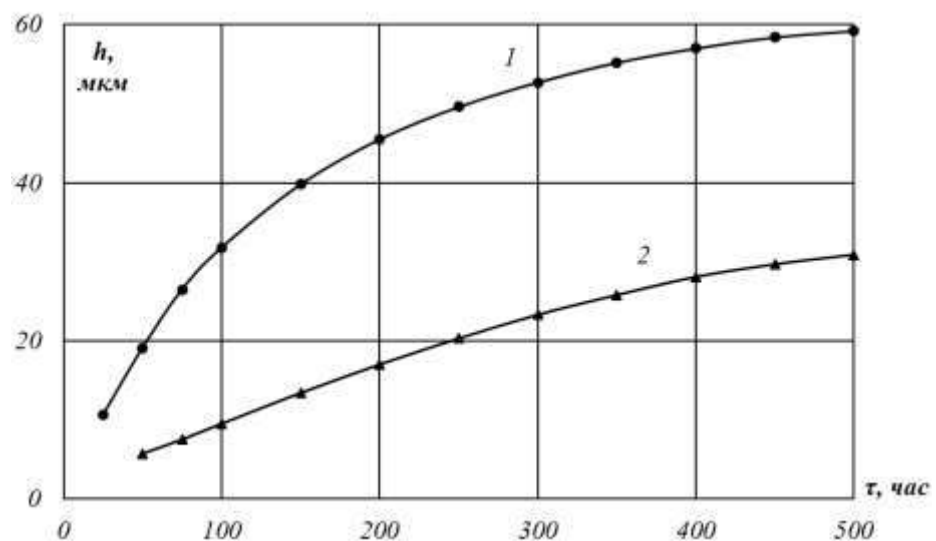


Рис. 4.8 Зношення сферичної опори-зразка: 1 – опора виготовлена за заводською технологією; 2 – опора додатково зміцнена магнітною обробкою за рис. 4.5

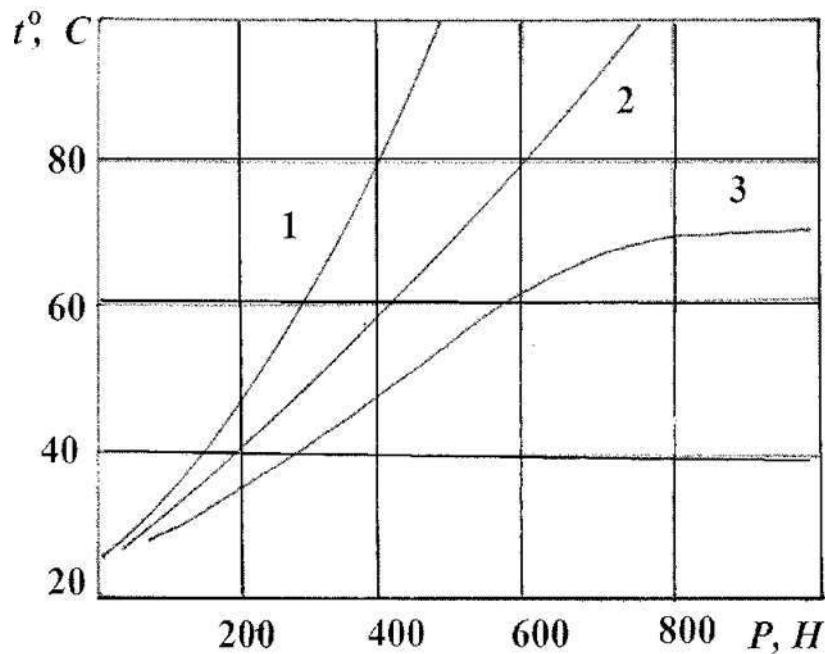


Рис. 4.9 Вплив зміцнення сферичних опор шатунів нормального навантаження на температуру тертя (швидкість 2,0 м/с; мастило АМГ-10); 1 – заводська технологія, сталь 38Х2МЮА; 2 – сталь 40Х, загартована + магнітна обробка; 3 – сталь 40Х, загартована з рухомою вставкою з твердої змазки

Експериментальні результати показують, що будь-яка з наведених на рис. 4.6-4.8 обробок підвищує зносостійкість поверхонь тертя поршнів. Однак є відмінності. Так, найбільший ефект дає схема за рис. 4.5, яка забезпечує, очевидно, велику концентрацію силових ліній магнітного поля на робочій ділянці сфери шатуна, що видно за даними 4 на рис. 4.6 у порівнянні з 2 і навіть 3. При цьому необхідно зазначити, що за схемою рис. 4.4 є магнітні силові лінії, які йдуть не в тіло сфери шатуна, а ковзають уздовж неї. Пропускання змінного магнітного поля за схемою 4.3 дає менший ефект зміцнення, ніж за схемою рис. 4.5, що видно при порівнянні даних 2 і 3 на рис. 4.7.

Тут слід зазначити, що за схемою рис. 4.5 магнітне поле проходить через шатун малу завальцьовану сферу всередині поршня, сам поршень, замикаючись на круговий полюс електромагніту. Безпосередньо вимірювати зношення малої сфери шатуна не уявлялося можливим, оскільки використовувалися готові заводські поршні в зборці з шатунами. Однак були проведені експерименти з

опорами великих сфер шатунів, які у вигляді зразків виготовлялися за заводською технологією. Магнітна обробка показала зниження зношення опор у два рази, що впливає з аналізу кривих 1, 2 зношення на рис. 4.8.

Узагальнення отриманих результатів до їх зведення до однакового часу випробувань (500 годин) показує зношення сфери шатуна було зменшено у 1,8 разу після магнітної обробки за схемою рис. 4.5, що ефективніше за застосування інших схем. Аналогічно знизилася зношення сталевих поршня. У 2,5 рази стало меншим зношення сферичних сталевих опор головок шатунів.

Як показали дослідження, магнітна обробка сталевих поверхонь дещо підвищує навантажувальну здатність пари тертя, що видно на рис.4.9 при порівнянні кривих 1, 2. Однак ефект від застосування рухомих вставок з комбінованого матеріалу [18] виявився набагато відчутнішим (крива 3). Але їх використання вимагає зміни конструкції опор сферичних головок шатунів гідромашин.

Таким чином, встановлено, що використання попередньої магнітної обробки поршневої групи аксіально-поршневих гідромашин дозволяє шляхом простої технології істотно підвищити довговічність деталей, що досить просто можна реалізувати в ремонтному та серійному виробництві. При всіх інших рівних умовах ефект підвищення зносостійкості залежить від застосовуваної схеми зміцнення.

#### **4.2 Підвищення довговічності сталевих розподільників гідромашин електромагнітною обробкою**

Зниження експлуатаційних характеристик аксіально-поршневих гідромашин значною мірою визначається довговічністю їх розподільників, що працюють у парі з блоками гідроциліндрів. Так, аналіз показує, що на частку цієї пари припадає близько 35% усіх відмов.

У попередньому розділі було показано, що шляхом застосування зміцнювального фрикційного або абразивного зміцнення можна до декількох

разів підвищити їх зносостійкість. Крім того, дієвим заходом дії на триботехнічні властивості пари блок-розподільник виявилось створення рельєфу на їх робочих поверхнях. Ці заходи досить легко здійснимі не тільки в заводських цехах, але й у ремонтному виробництві й навіть в умовах суднових майстерень. З огляду на спрямованість дослідження, що викладається цьому розділі, нижче була поставлена мета: вивчити можливість застосування магнітної обробки сталевих поверхонь розподільників аксіально-поршневих гідромашин для підвищення їх довговічності. Для проведення експериментів з магнітної обробки розподільників були виготовлені пристосування, показані на рис. 4.10.

За першим варіантом розподільник 1 укладається на плоску поверхню столу. Пристосування, що складається з електромагнітної котушки 2, сердечника 3 і магнітної наконечника 4, встановлюється із самоцентрування по сферичних поверхнях наконечника 4 й розподільника 1. Для полегшення цього процесу й запобігання бічних сповзань пристосування з розподільника застосований бронзовий штифт 5, який не виконує функції жорсткої осі.

Як впливає з рис. 4.10, а, силові лінії у пристосуванні не утворюють замкнену магнітну систему, тому його ефективність має бути нижчою, ніж пристосування, зображеного на рис. 4.10 б. У цьому пристосуванні розподільник 1, наконечник 4 і магнітоприводи 3, 6, 7 утворюють єдину замкнуту систему силових ліній, створюваних електромагнітною котушкою 2. У результаті вплив магнітного поля посилюється, а глибина його проникнення і дії на структуру металу збільшується.

Для триботехнічних випробувань розподільників у парі з блоком гідроциліндрів була застосована установка, виконана на базі стандартного твердоміра, описана вище.

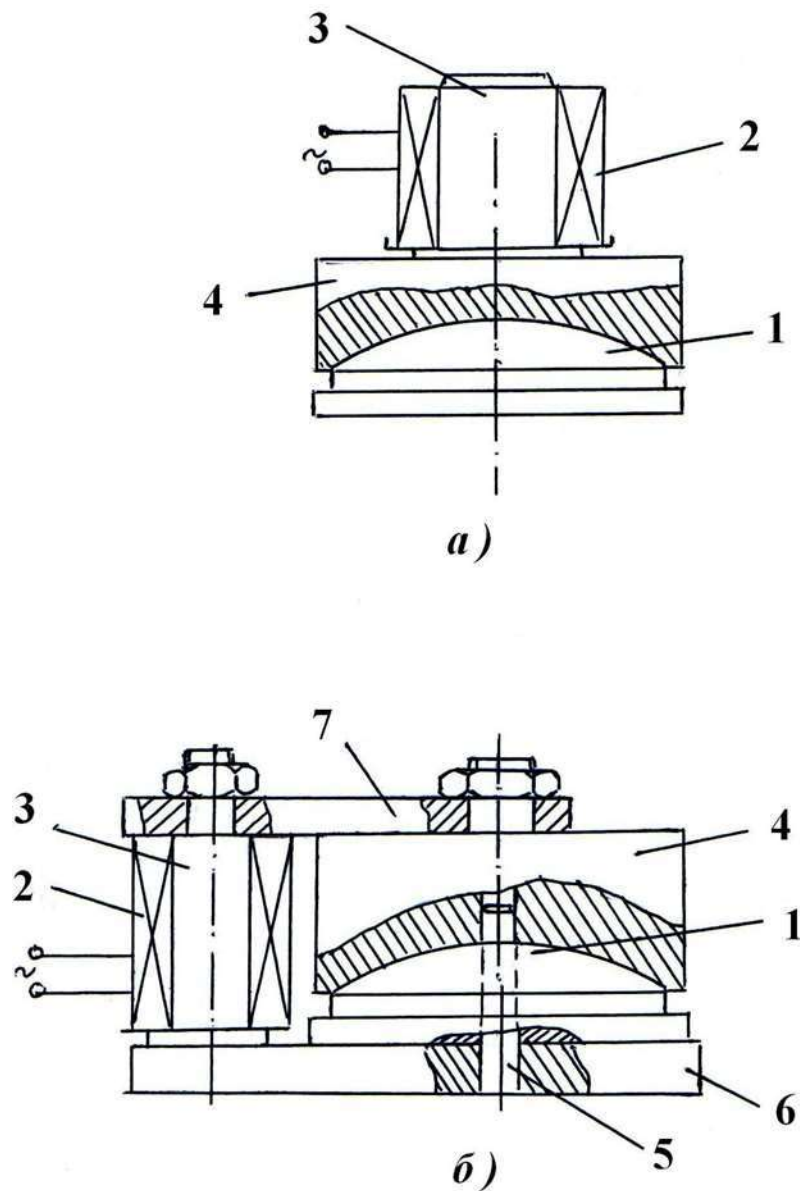


Рис. 4.10 Пристрій для електромагнітної обробки розподільників гідромоторів з розімкненим силовим полем (а) та із замкнутим (б): 1 – розподільник; 2 – електромагнітна котушка; 3 – сердечник; 4 – наконечник зі сферичною поверхнею; 5 – центруючий штир; 6 – сталева основа; 7 – замикаюча і фіксуєюча планка

У першій серії експериментів визначалося навантаження, що призводить до різкого підвищення температури, моменту тертя або до заїдання. Для цього до пари тертя поступово додавалося нормальне навантаження. Результати представлені на рис. 4.11.

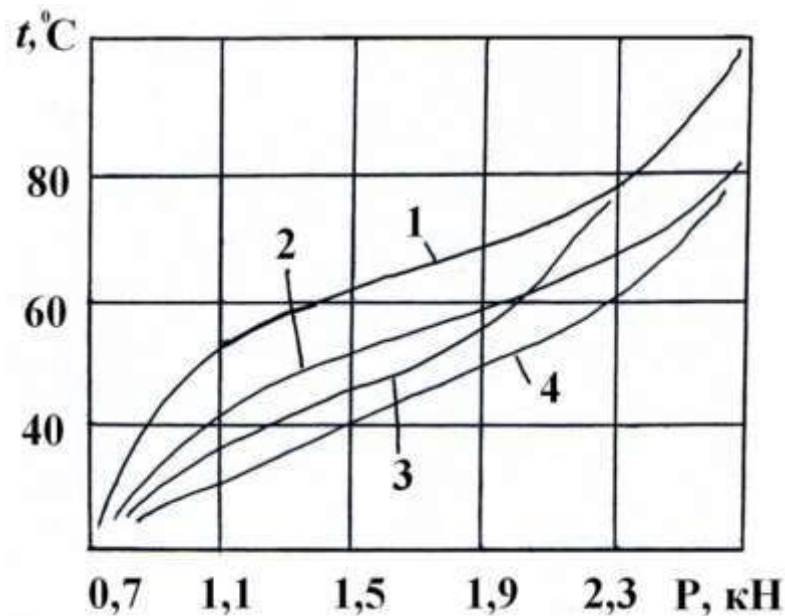


Рис. 4.11 Вплив обробки розподільника і навантаження на зміну температури тертя (умови: розподільник зі сталі 38Х2МЮА; блок з бронзи БрО-12; швидкість 4 м/с; навантаження зі ступінчастим зростанням; мастило АС-8) *Криві:* 1 – заводська пара; 2 – магнітна обробка розподільника; 3 – заводський розподільник без магнітного зміцнення, але з нанесеною фрикційно плівкою міді 3-4 мкм; 4 – розподільник магнітно оброблений з подальшим нанесенням шару міді

Випробування сталевого розподільника зі сталі 38Х2МЮА із заводською обробкою в парі з блоком гідроциліндрів з бронзи БрО-12 гідромашини 210.25 показали поступове збільшення температури мастила із зростанням нормального навантаження, що відображено кривою 1. Якщо застосувати магнітну обробку сталевого розподілу, то це відіб'ється на зміні температури мастила у ванні зі збільшенням навантаження. Так, крива 2 розташувалася нижче кривої 1, що свідчить про позитивний вплив магнітної обробки сталі. Тут слід зауважити, що зміцнення розподільників здійснювалося за схемою рис. 4.10, б. Використання схеми за рис. 4.10, а також дає позитивні результати, але на 20% нижче, ніж за схемою рис. 4.10, б, хоча вона й простіша у виготовленні й застосуванні. Надалі всі експерименти щодо магнітного зміцнення здійснювалися за схемою рис. 4.10, б із замкнутою системою магнітного поля, що проходить через розподільник.

Відомо, що на триботехнічні параметри пар тертя впливає наявність водню в поверхневих шарах сталі [102]. Цей ефект був названий «водневим зношенням» і підтверджується рядом робіт, включаючи [103, 104], що відносяться до деталей суднових дизелів.

Раніше виявлено, що можна підвищити триботехнічні параметри пар тертя шляхом нанесення на робочі поверхні тонких плівок міді, сформованих у результаті прояву вибіркового перенесення [105, 106]. З цього питання існує великий перелік робіт. Дещо пізніше було висловлено припущення, що одним з ефективних методів захисту від водневого зношування є створення на поверхнях тертя тонких мідних плівок. Стосовно деталей транспортної техніки висловлене припущення було підтверджено експериментально [107].

При вивченні впливу магнітної обробки сталей на зміцнювальний ефект нами зроблено припущення, що цей ефект може бути посилений шляхом додаткової захисної дії тонких плівок міді, сформованих на поверхні сталі після магнітної обробки. Технологічною рідиною при нанесенні мідної плівки була середовище на основі гліцерину: гліцерин (основа) + дифеніламин (10%) + мікропорошок міді (4%) + йод (2%) + сірка (1%). Це питання знайшло відображення в деяких результатах, представлених нижче.

Так, порівняння кривих 3 і 4 на рис. 4.11 чітко підтверджує, що поєднання магнітної обробки і нанесеної на поверхню плівкою міді призводить до збільшення навантажувальної здатності випробовуваної пари тертя. З рис. 4.11 видно, що крива 4 лежить нижче кривої 3. Для цих експериментів попереднє нанесення плівки міді завтовшки 3-4 мкм здійснювалося за розробленою технологією і складом по методу ФАБО [107].

Подальші дослідження були спрямовані для вивчення впливу магнітної обробки розподільника і наявності плівки міді на його робочій поверхні на зносостійкість в парі тертя блок гідроциліндрів-розподільник. Отримані результати представлені на рис. 4.12.

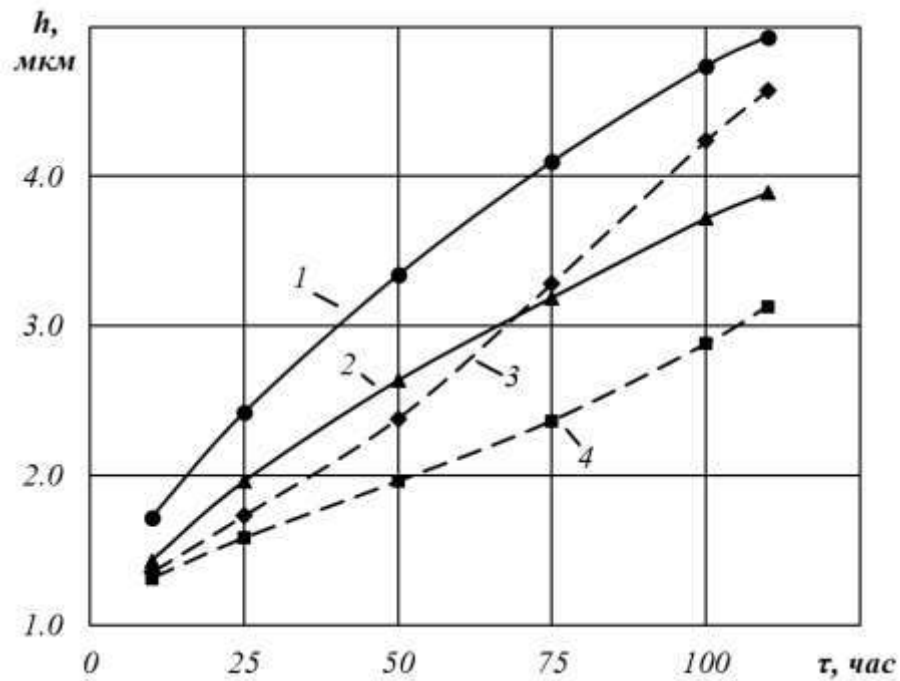


Рис. 4.12 Вплив обробки розподільника гідромашини 210.25 на зношення його сферичної поверхні (швидкість 4 м/с; навантаження 1,5 кН): Криві: 1 – заводська пара; 2 – магнітна обробка розподільника; 3 – заводський розподільник без магнітного зміцнення, але із нанесеною фрикційно плівкою міді 3-4 мкм; 4 – розподільник магнітно оброблений із подальшим нанесенням шару міді.

На цьому рисунку крива 1 відповідає зношенню розподільника без магнітної обробки при терті об бронзовий блок гідроциліндрів гідромашин 210.25. Застосування магнітної обробки призвело до підвищення зносостійкості робочої поверхні розподільника (крива 2). Збільшилася зносостійкість розподільника після нанесення плівки міді на його робочу поверхню. Однак через певний час зношення стало різко зростати у зв'язку із стиранням плівки міді, що видно по кривій 3 на рис. 4.12.

Застосування магнітної обробки розподільника із подальшим нанесенням плівки міді значно збільшило зносостійкість розподільника, але з часом тертя вона стала наближатися до магнітно зміцненої поверхні (крива 4).

За отриманими результатами можна зробити такі висновки: для електромагнітної обробки розподільників гідромашин створена методика,



що дозволяє легко проводити зміцнення поверхонь тертя. Показано, що після магнітного зміцнення на обраних режимах здатність навантаження пари тертя сталевий розподільник-бронзовий блок гідроциліндрів підвищується.

Нанесення плівки міді на робочу поверхню розподільника позитивно відбивається на здатності навантаження пари тертя, що припиняється після стирання плівки міді.

Комбінована обробка розподільника шляхом магнітного зміцнення із нанесенням шару мідної плівки підвищує триботехнічні характеристики пари тертя-зносостійкість і граничне навантаження.

Висловлено припущення, що плівка міді здатна блокувати негативну дію водню на зносостійкість сталі. А в поєднанні з електромагнітною дією ефект водневого зношування нівелюється, що ймовірно можна пояснити захистом від водню та наявністю додаткової мастильної плівки.

Очевидно, слід застосовувати мастила із присадками, здатними постійно створювати захисні плівки на поверхні тертя. З цього питання нами проводяться дослідження із можливим опублікуванням результатів.

### **4.3 Підвищення довговічності підшипників кочення аксіально-поршневих гідромашин**

Як впливає з конструкції аксіально-поршневих гідромашин, наприклад 210.25, їх вхідні вали при роботі в режимі насоса (або вони ж вихідні) створюють крутний момент у режимі гідромотора, мають опори у вигляді підшипників кочення. Аналіз показує, що на ці підшипники в середньому припадає близько 10% відмов гідромашин в основному через втрату втомної довговічності при очищеному мастилі. Якщо ж гідравлічне мастило засмічене, то відмови підшипників відбуваються в результаті не втомного, а абразивного зношування зі збільшеним відсотком виходу їх з ладу. Так що багато чого залежить від умов експлуатації гідромашин і культури обслуговування зі зміною і фільтрацією мастила.

Для підвищення довговічності підшипників гідромашин було досліджено кілька напрямків. Один з них полягав у застосуванні мастильних матеріалів із різними домішками. Накопичений досвід показав високу ефективність пластичних мастил, що збільшують довговічність опор тертя кочення і ковзання до п'яти разів. Але, незважаючи на принадність використання таких мастил, від них довелося відмовитися через конструктивні особливості гідромашин, у яких відсутні ущільнення вхідних-вихідних валів з боку внутрішньої порожнини, що омивається робочим рідким середовищем. Тому було прийнято рішення досліджувати можливість зміцнення підшипників кочення шляхом використання електромагнітних полів. Тим більше, що судячи з результатів, які були вище наведені в цьому розділі по зміцненню деталей гідромашин, слід було очікувати й позитивних результатів для підшипників гідромашин. Тут слід зауважити, що методика випробувань опор кочення була нами дещо змінена. Перш за все, пари кочення випробовувалися в гідравлічному мастилі АМГ-10 із попереднім підігрівом до  $70^{\circ}\text{C}$ , а не в консистентній змазці ЦИАТИМ-201 із вихідної температурою  $18^{\circ}\text{C}$ . Крім того, було прийнято більш жорсткий режим по навантаженню на кульки, який полягав не тільки в збільшеній швидкості й тиску, а й в пульсуючому його додатку. При цьому на поверхні тертя кочення кульок і контртіла зі сталі ШХ-15 діяли постійним або змінним магнітним полем у динаміці випробувань або в процесі попереднього зміцнення [96].

Пристрій для випробувань показано на рис. 4.13. Як впливає з рис. 4.13, зміна нормального навантаження на опору кочення досягалася у вигляді кулачкової пари із мотором-редуктором. Такий ударний механізм дозволив створити більш жорсткі умови випробувань і скоротити час проведення експериментів.

На рис. 4.14 показано вплив умов односпрямованого тертя й попередньої обробки постійним електромагнітним полем на зношення кульок. При порівнянні кривих 1 і 2 видно, що застосування ударного навантаження (крива 2) зношення кульок зростає майже в 1,5 рази. Однак цей ефект можна знизити шляхом застосування магнітної обробки кульок і контртіл. Таке зміцнення

дозволяє отримати помітне зменшення зношення кульок навіть при ударному навантаженні в порівнянні зі спокійним, не ударно прикладеним навантаженням, що впливає з розташування кривих 3 і 1 на рис. 4.14. При цьому зміцнювальний ефект виявляється ще більше при оцінці зношення по кривих 2 і 3.

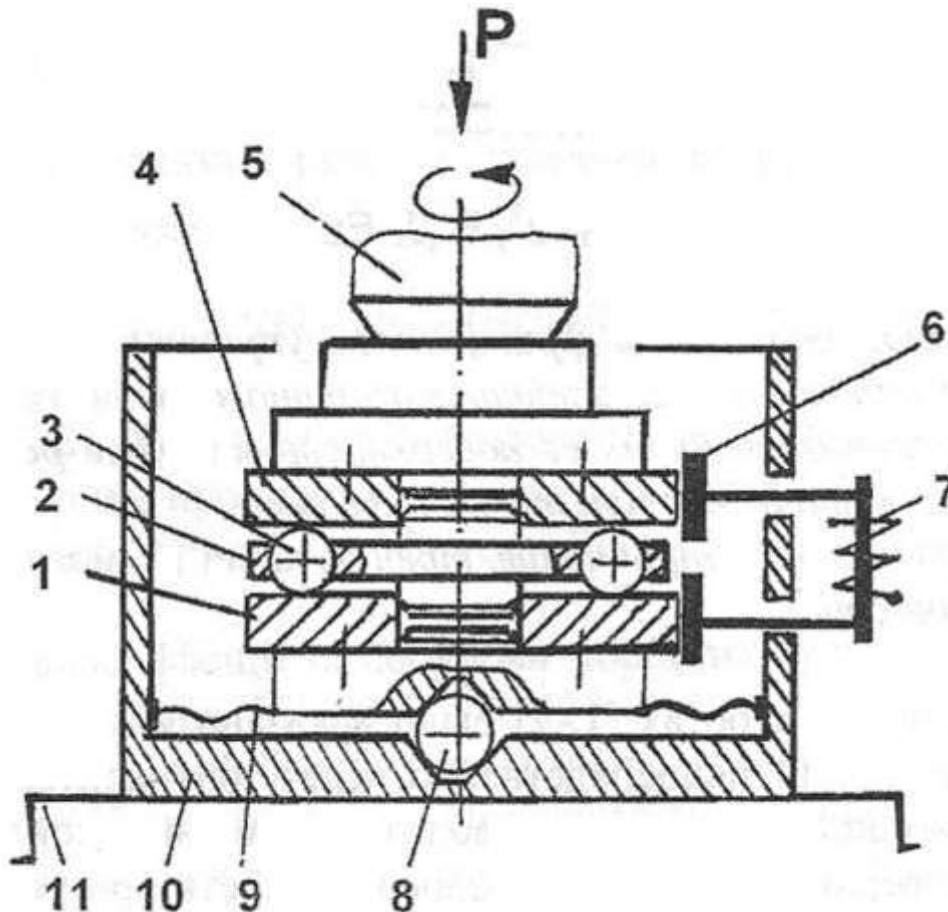


Рис. 4.13 Пристрій до настільного свердлильного верстата для випробувань на довговічність пар тертя кочення ( $P$  – нормальне навантаження) [95]: 1 – нижній нерухомий зразок; 2 – сепаратор; 3 – кульки; 4 – обертовий і навантажувальний верхній зразок; 5 – патрон шпинделя верстата; 6 – полюси електромагніту; 7 – обмотка електромагніту; 8 – кулька для самоустановки зразка; 9 – плоска пружина; 10 – стакан з бронзи; 11 – столик верстата з вимірником крутного моменту

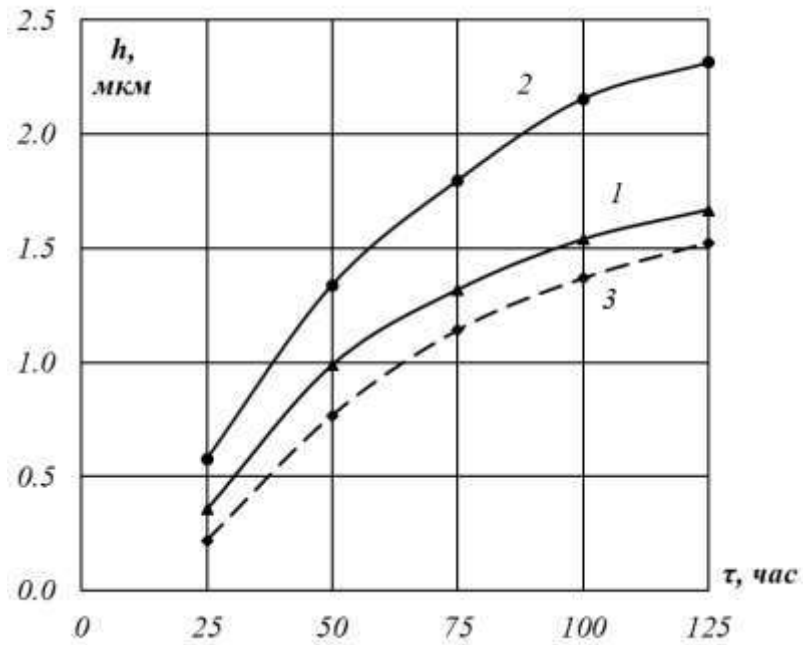


Рис. 4.14 Вплив обробки магнітним полем на зношення кульок у мастилі АМГ-10: 1 – без обробки магнітним полем при спокійному навантаженні; 2 – зношення при ударному навантаженні без обробки магнітним полем; 3 – зношення при ударному навантаженні після обробки магнітним полем.

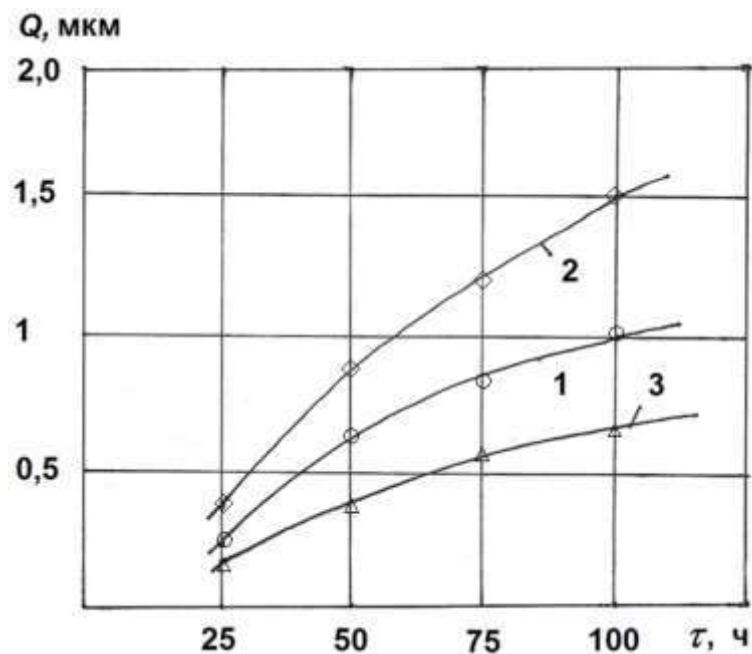


Рис. 4.15 Вплив обробки магнітним полем на зношення кульок у мастилі АМГ-10 при реверсивному терті: 1 – зношення при спокійному навантаженні без обробки магнітного поля; 2 – зношення при ударному навантаженні без обробки магнітним полем; 3 – зношення при ударному навантаженні й з обробкою постійним магнітним полем

Експерименти, проведені за аналогічною методикою тільки з використанням знакозмінного тертя, у принципі, підтверджують наведені вище результати щодо одностороннього тертя, хоча й дають інші вищі величини зношення. Цей висновок можна зробити при оцінці даних рис. 4.15 по кривих 1-3.

Якщо в процесі попереднього зміцнення застосувати не постійне, а змінне магнітне поле, то така обробка виявляється більш ефективною. Отримані результати щодо зносу кульок і контртіл представлені відповідно на рис. 4.16 і 4.17. Криві 1 і 2 на цих рисунках акцентують питання тільки про вплив змінності магнітного поля на зношення при ударному навантаженні, хоча були отримані дані й за аналогією з рис. 4.14 і 4.15. Таким чином, застосування змінного електромагнітного поля для попередньої обробки пар тертя кочення призводить до зменшення їх зношення. На рис. 4.16 і 4.17 криві 2 лежать нижче кривих 1, що відповідають постійному магнітному полю.

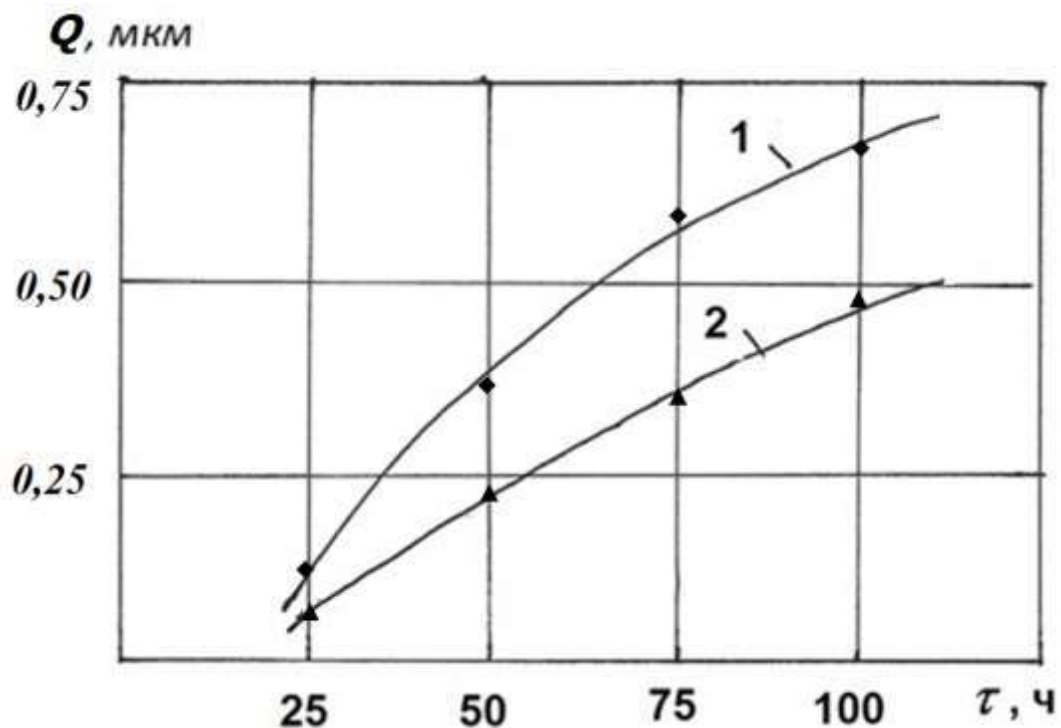


Рис. 4.16 Вплив попередньої обробки магнітним полем на зношення кульок при ударному навантаженні й реверсивному терті: 1 – підприємня обробка постійним магнітним полем; 2 – підприємня обробка змінним магнітним полем

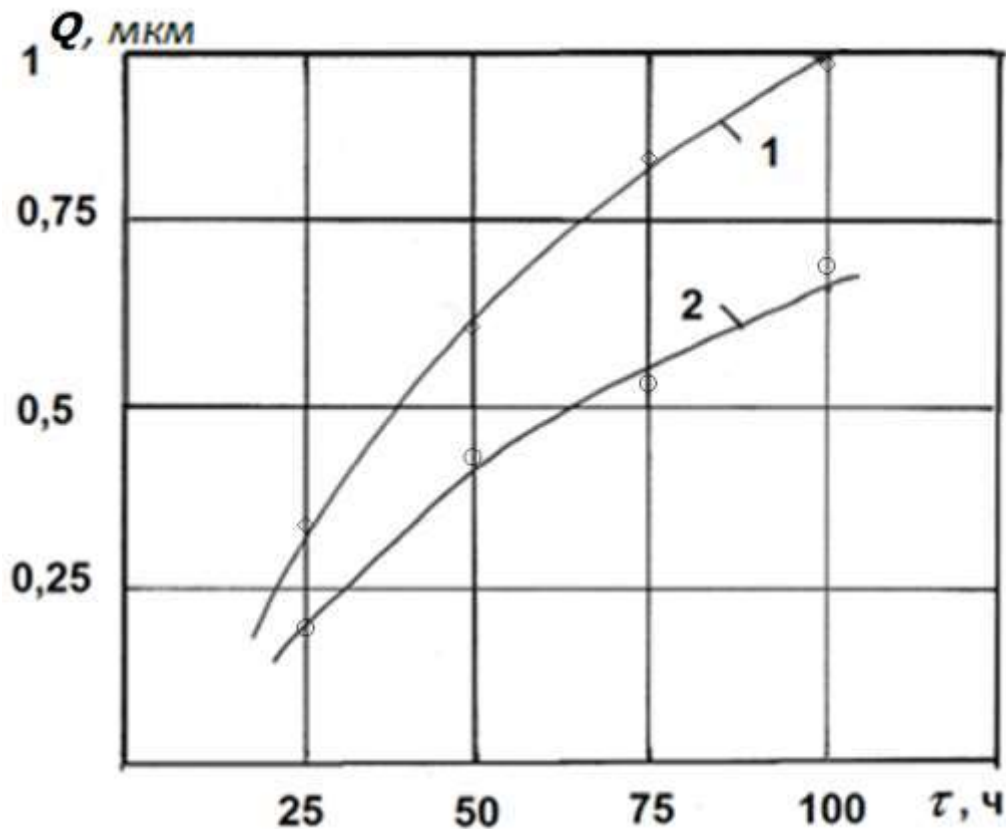


Рис. 4.17 Вплив попередньої обробки магнітним полем на зношення контртіл при ударному навантаженні: 1 – попередня обробка постійним магнітним полем; 2 – попередня обробка змінним магнітним полем

Наступне питання, що підлягає дослідженню, – це дія електромагнітної обробки на міцність від втоми тіл кочення. Ряд результатів був опублікований у монографії [96], але вони стосувалися випробувань підшипників кочення в консистентній змазці ЦИАТИМ-201, а не в гідравлічному рідкому мастилі АМГ-10, яке використовується в аксіально-поршневих машинах-насосах і моторах.

Отримані експериментальні дані показані на рис. 4.18. По кривих 2 і 3 видно, що попереднє зміцнення постійним або змінним полем підвищує втомну міцність опор кочення в порівнянні з незміцненими зразками (крива 1). Однак зміцнення в змінному магнітному полі дає більш помітний ефект, що видно за кривою 3, яка лежить вище кривої 2. Тим більше це суттєво, оскільки дані за кривою 2 отримані при однобічному обертанні шпинделя з підшипником, а по

кривій 3 – при реверсивному його русі за інших однакових умов, за винятком змінності магнітного поля, застосованого як попередня обробка.

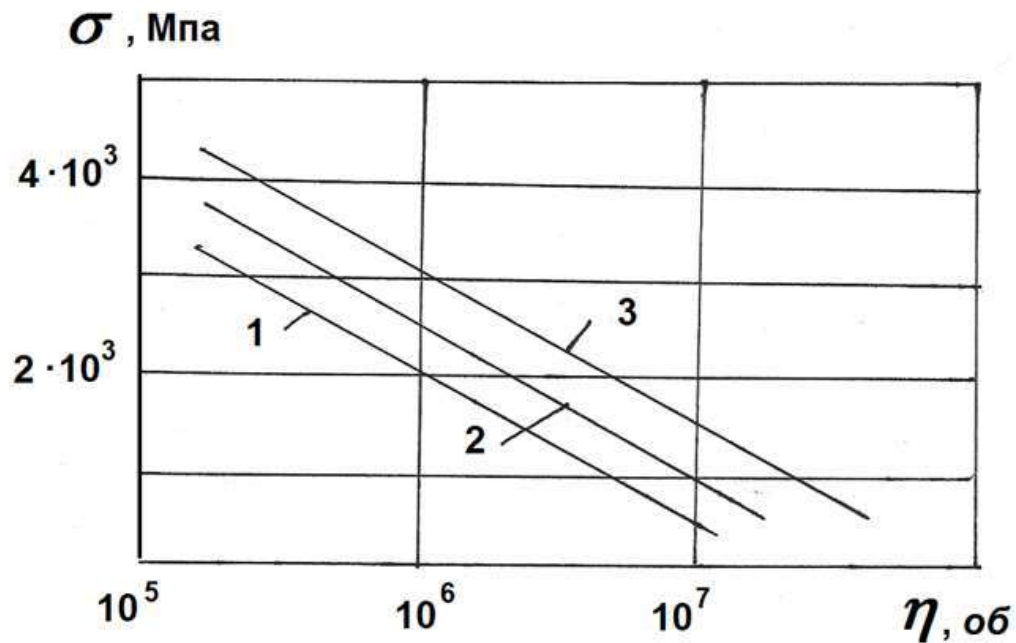


Рис. 4.18 Вплив електромагнітної обробки на втомну міцність тїл кочення при ударному навантаженні: 1 – загартовані зразки зі сталі ШХ-15; 2 – попередня обробка загартованих зразків постійним магнітним полем; 3 – попередня обробка змінним магнітним полем.

Інтересні дані були отримані при впливі електромагнітного поля на зразки тертя кочення в динамічних умовах випробувань. Експерименти проводилися на установці за схемою рис. 4.13. За прийнятою схемою електромагнітне поле створювалося електромагнітом 7 і через полюси 6 проходило через зразки або опори 1, замикаючись через кульки 3. Таким чином, вплив поля здійснювався безпосередньо на зоні контакту. При цьому початок пітингових процесів з викришуванням частинок з доріжок кочення і кульок фіксувався за моментом переходу плавного тертя кочення у вібрації й шуми. Отримані результати представлені на рис. 4.19. Пряма 1 характеризує в початковій стадії розвиток втомної контактної міцності опор і кульок без застосування магнітного поля.

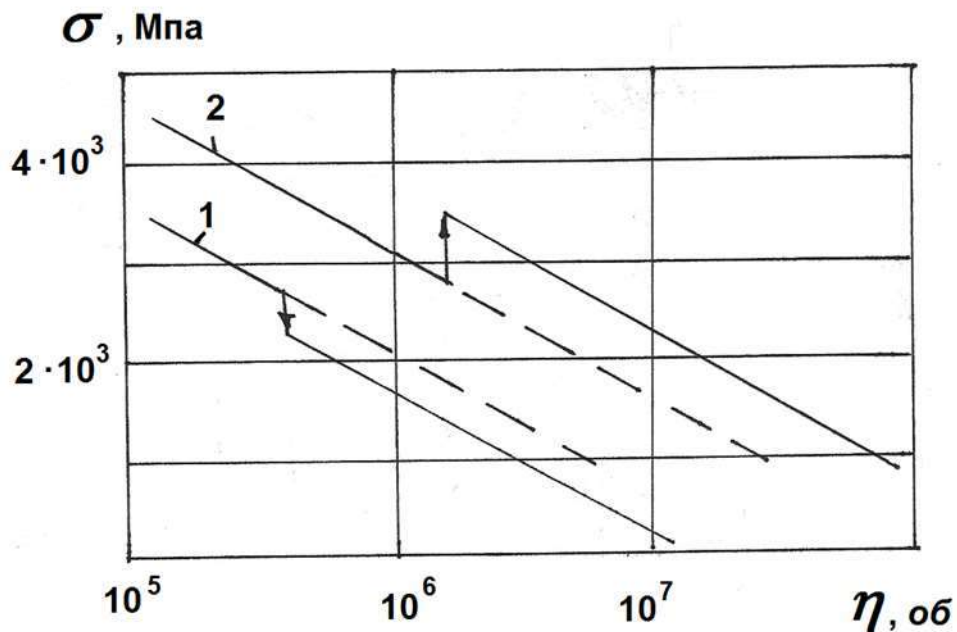


Рис. 4.19 Вплив магнітного поля, що пропускається через зони контакту в динаміці тертя кочення, на втомну міцність: 1 – зразки, не оброблені магнітним полем; 2 – зразки, відразу попередньо оброблені магнітним полем

Однак включення магнітного поля спочатку викликає зниження втомної міцності (ділянка 1, а), яке через деякий час змінюється її збільшенням (ділянка 1, б) і навіть перевищенням над продовженням ділянки 1, що видно по ділянці 1, в. Виходить, що прикладення магнітного поля спочатку викликає знеміцнення опор кочення, а потім воно змінюється зміцненням.

Було зроблено припущення, що попереднє магнітне зміцнення зразків з подальшим включенням магнітного поля в динаміці тертя кочення, через деякий час випробувань, має якимось вплинути на розвиток втомних процесів. Для перевірки цього припущення була здійснена така методика. Спочатку зразки-опори й кульки оброблялися окремо в змінному магнітному полі, потім після витримки 24 години збиралися в підшипниковий вузол і піддавалися випробуванням без додатка магнітного поля. Через деякий час з накопиченням даних, що характеризують хід прямого розвитку втомних процесів, включалося магнітне поле в динаміці тертя кочення.



Така методика дала результати, які значно відрізнялися від прямих 1 і 2 на рис. 4.19. По ходу прямої 2 розвитку втомних процесів видно, що включення магнітного поля не зменшило втомну міцність, а навпаки, призвело до її збільшення. Виходить, що поверхневим шарам металу небайдужий порядок процедури магнітного впливу і він очевидно розвивається, проходячи кілька стадій через знеміцнення і зміцнення з можливим подальшим процесом знеміцнення після насичення. Частково це підтверджується пунктирними прямими на рис. 4.19, які лежать вище прямих 2, оскільки відповідають більшій дозі опромінення магнітними полями. Але це питання потребує окремого вивчення, що буде розглянуто нижче.

#### **4.4 Вплив електромагнітної обробки на деякі механічні властивості робочих поверхонь**

У цьому розділі вище було показано вплив електромагнітного поля на довговічність деталей аксіально-поршневих гідромашин. Однак ряд питань при цьому висвітлено не було. Так, не розглянуто визначення раціональної величини напруженості поля й часу його електромагнітного впливу на зміну властивостей робочих поверхонь деталей, а також не пояснено фізичну сутність встановлених закономірностей, хоча б у межах вирішуваної проблеми. І ще дещо, наприклад, визначення витримки зразків після електромагнітного впливу і пов'язана з цим зміна властивостей.

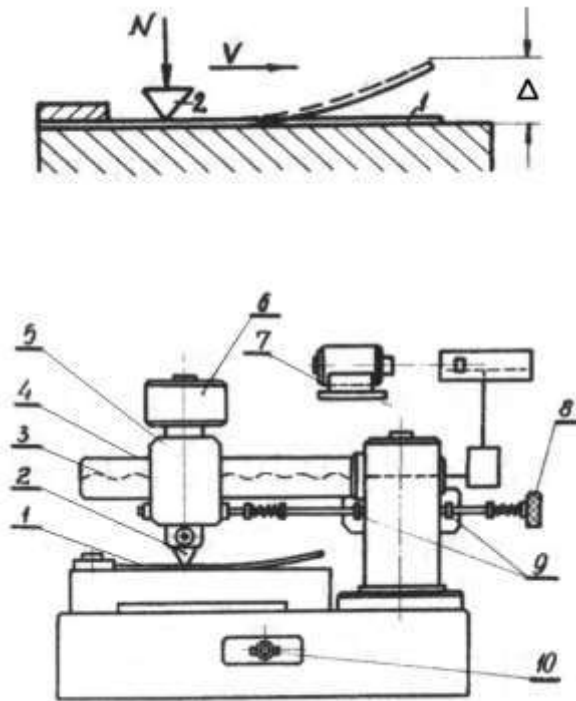
Для проведення експериментів було застосовано кілька методик з обробкою даних за допомогою латинського квадрата [19] або за усередненими показниками. Перш за все, було встановлено, що методи вимірювання макротвердості по Брюнелю або Роквеллу не мають належної чутливості для оцінки зміни властивостей поверхонь після електромагнітної дії. Недостатня чутливість виявилася при застосуванні методу вимірювання мікротвердості на приладі типу ПМТ-3. Тому довелося шукати інших методів, за допомогою яких

можна було б визначити дію електромагнітного опромінення, крім випробувань на зношення, що було б процесом тривалим.

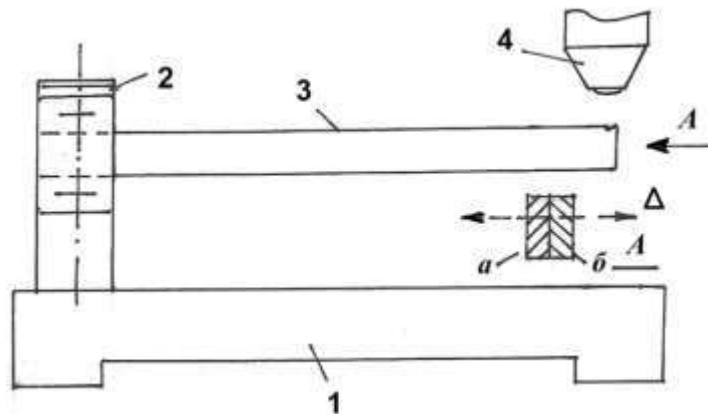
Раніше було розроблено метод тертя тонких пластинок, який виявився не тільки простим у застосуванні, але дуже чутливим до різних змін в поверхневих шарах металів [109]. За згином тонких пластинок можна було оцінювати деформаційні процеси, зміцнення, внутрішню напругу, вплив різних мастил і визначати щільність дислокацій і вакансій. У результаті виявилось, що магнітне поле здатне впливати на згин тонких пластинок.

У роботі було прийнято таку методику, яка включала основну й змінену схему пристосування (рис. 4.20, а і 4.20, б). За схемою рис. 4.20, а на жорстку основу 1 укладалася і закріплювалася тонка пластинка 2, яка була зразком. Повзун 3 клиноподібної форми містився в каретці 4 і рухався під навантаженням уздовж пластинки, здійснюючи однонаправлений або реверсивний рух з можливим підйомом чи плавним опусканням на робочу поверхню пластинки. Залежно від зовнішніх умов – режимів тертя, ковзання чи кочення, змазки, реверсивності, навантаження, швидкості, числа проходів тощо, пластинка 1 отримувала прогин  $\Delta$ , за яким судили про вплив цих факторів.

Друга схема за рис. 4.20, б дещо відрізнялася від першої. Необхідність у застосуванні другої схеми була викликана такою обставиною. Справа в тому, що електромагнітні промені досить легко проникають крізь тонку металеву пластинку, тому їх дія на її властивості з двох боків може практично не відрізнятися, що, скоріше за все, не призведе до згину пластинки. За умови, що платівка не піддавалася попередньому тертю з одного боку. Якщо ж вона піддавалася тертю з одного боку і її поверхневі шари були деформовані тільки з цього боку, але не з протилежного, то така пластинка повинна реагувати на наскрізне проникнення електромагнітного поля шляхом зміни свого прогину.



а) Схема пристрою для тертя тонких пластинок: 1 – пластинка-смушка; 2 – повзун; 3 – гвинт поздовжньої подачі; 4 – напрямні, 5 – каретка, 6 – вантажі, 7 – регулятор ходу, 8 – підйомник повзуна, 9 – упори микровимикачів, 10 – вимикач,  $\Delta$  – вимірюваний прогин.



б) столик для вимірювання прогину складової пластинки: 1 – основа; 2 – стійка; 3 – зразок; 4 – об'єktiv вимірювального мікроскопа; а, б – скріплені два зразки-смушки;  $\Delta$  – напрямки виміру прогину

Рис. 4.20 Пристрій для тертя тонких пластинок (а). Столик для вимірювання прогину складеної пластинки (б)

Схема на рис. 4.20, б дозволяє проводити дослідження без деформування пластинки з одного боку, хоча може бути схильна до обробки на всю її товщину, наприклад загартування. Оскільки товщина пластини невелика 0,3-0,5 мм при ширині 5 мм і 100 мм довжини, то магнітна обробка має викликати практично однакові зміни її властивостей з двох боків, що по епюрах напруг може приводити до їх компенсації без зміни прогину.

Суть застосованої нами схеми полягає у використанні складного зразка, що складається з двох тонких пластин, одна з яких є контрольною, що не підлягає магнітній обробці. Ці дві пластини склеювалися із швидким (близько 30 сек.) висиханням чи з'єднувалися механічно. Потім проводилося вимірювання прогину  $\Delta$ , як показано на рис.4.20, б. Пристосування, за допомогою якого вимірюється прогин з точністю 0,5 мкм, показано на рис. 4.21. Це пристосування зручне ще тим, що його можна застосовувати при травленні зразків для визначення внутрішніх напружень першого роду зі зміни прогину без вдихання парів електроліту.

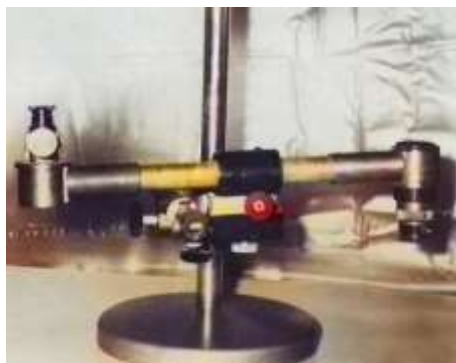


Рис. 4.21 Загальний вигляд оптичного пристрою для вимірювання деформацій

На рис. 4.22 наведені експериментальні криві, що показують зміну прогину пластини залежно від прикладеної напруженості магнітного поля і її деформації в часі після припинення магнітної обробки. Видно, що відразу ж після магнітної обробки пластини починають деформуватися в один бік, а потім, через добу і більше – в інший бік. Причому величина деформації залежить від напруженості магнітного поля. Чим вона більша, тим більший згин пластин в той чи інший бік.

При цьому обидві пластини були попередньо загартовані, потім одна оброблена магнітним полем. Відпалені пластини слабо реагували на магнітне поле.

Наступна серія дослідів проводилася із застосуванням маятникової твердості. Цей метод, відомий ще з часів І. Ньютона, виявився досить перспективним для вивчення процесів тертя, що показано в ряді робіт [110, 111]. І зокрема, для визначення дії електромагнітного поля на властивості поверхонь тертя [96].

На рис. 4.23 показані криві загасання коливань маятника в залежності від величини напруженості електромагнітного поля, яке використовувалося для попередньої обробки зразків. Як зразки були взяті пластинки-смужки зі сталі ШХ-15 за аналогією з дослідом за рис. 4.22.

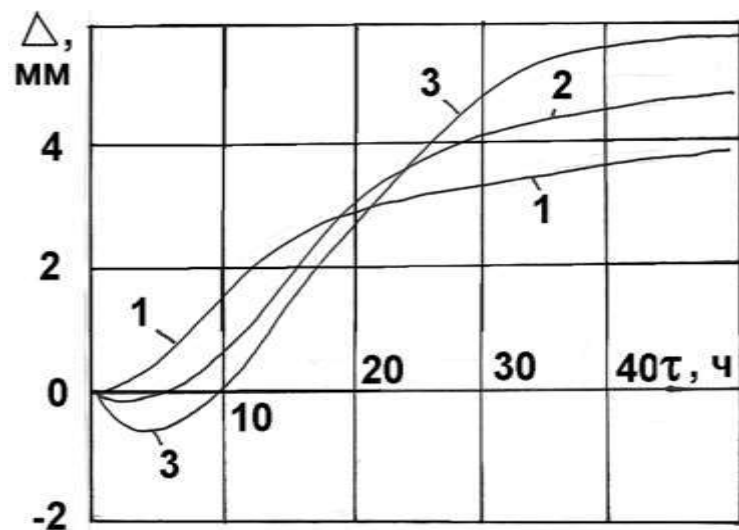


Рис. 4.22 Вплив дози електромагнітного впливу на прогин тонкої пластинки: 1 – без електромагнітної обробки після загартування; 2 – магнітна обробка,  $2,5 \cdot 10^5$  А/м; 600 с; 3 – магнітна обробка,  $5 \cdot 10^5$  А/м.; 600 с

Початок визначення магнітної твердості в основному визначався часом стабілізації прогину пластинок за даними рис. 4.22. У середньому він становив 50 годин. Саме випробування тривало не більше 5-10 хвилин. Виявилось, що зі збільшенням напруженості магнітного поля, застосованого для попередньої дії, маятникова твердість підвищується і загасання коливань триває довше. Це видно при порівнянні кривих 2 і 3 на рис. 4.22.

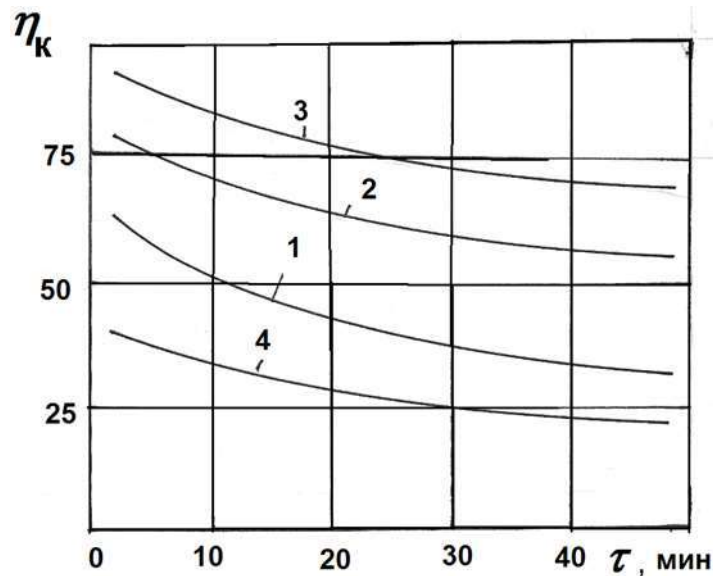


Рис. 4.23 Вплив магнітної обробки на число хитань маятника в хвилину при однаковому вихідному його відхиленні: 1 – без обробки; 2 – при обробці дозою по кривій 2 на рис. 4.22 після 40 год.; 3 – при обробці дозою по кривій 3 на рис. 4.22 після 40 год.; 4 – обробка по кривій 3 на рис. 4.22, але витримка після обробки кілька годин

Якщо ж вимір маятничової твердості проводити не через 50 годин після магнітної дії, а буквально через десятки хвилин до декількох годин, то спостерігається руйнування робочої поверхні. Так, крива 4 на рис. 4.23 отримана після трьох годин з моменту припинення магнітної дії і показує істотне затухання коливань маятника навіть у порівнянні з необробленим полем металевого зразка по кривій 1.

Це свідчить про знеміцнювальний ефект, який після 50 годин витримки змінюється стабільним зміцненням по кривій 3 на рис. 4.23 і кривій 3 на рис. 4.22, що відповідає прогину пластинки.

Аналізуючи дані на рис. 4.22, слід зазначити, що прогин тонких пластинок відображає внутрішні напруження, які формуються в їх шарах і відображають зміни в структурі металу на різних рівнях – макро й мікро. Мається на увазі напруження першого та другого роду за класифікацією М.М. Давиденкова. Причому, напруження першого роду в макрооб'ємах можна визначити розрахунково-експериментальним методом [113] шляхом безперервного

стварювання поверхневих шарів. Дослідження в цьому напрямку є досить трудомісткими і можуть представляти окремий напрямок триботехніки. Однак, ряд експериментів ми здійснили за цією методикою з метою підтвердження припущення про вплив електромагнітної обробки на внутрішні напруження в поверхневих шарах металевих зразків, а також на щільність дислокацій і вакансій в субмікроструктурі.

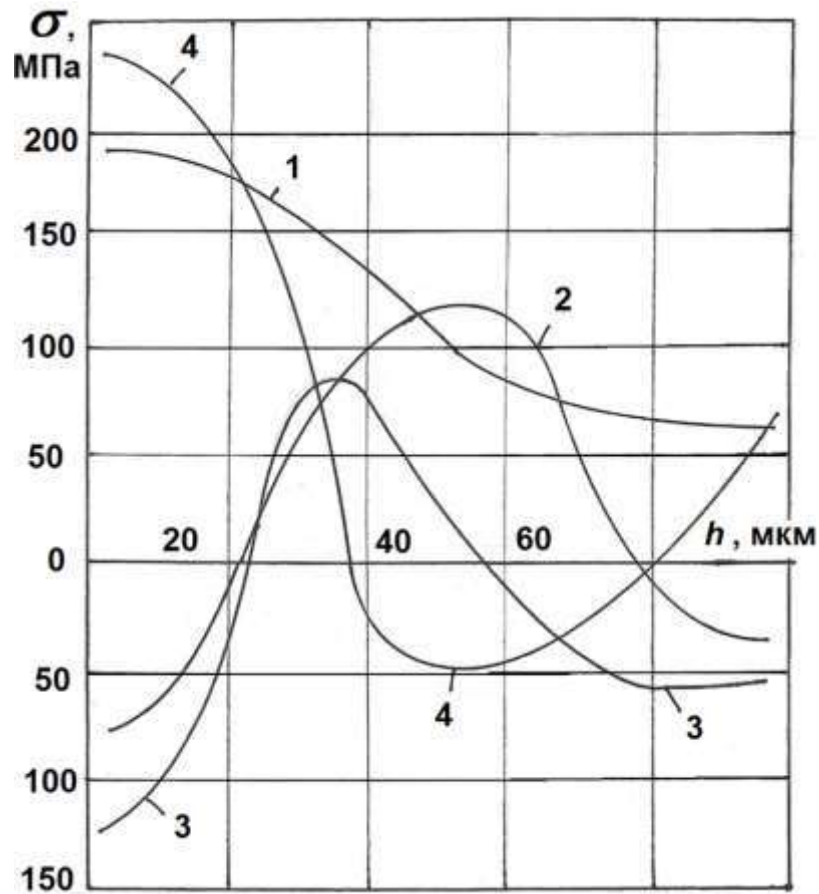


Рис. 4.24 Вплив магнітної обробки на внутрішні напруження першого роду: 1 – зразок після гартування без магнітної обробки; 2 – магнітна обробка за режимом (крива 2 на рис. 4.22) з витримкою після обробки 50 год.; 3 – магнітна обробка за режимом (крива 3 на рис. 4.23) з витримкою після обробки 50 год.; 4 – магнітна обробка аналогічна кривій 3, але витримка після обробки три години

Отримані дані представлені на рис. 4.24. Так, після гартування в зразках утворюються напруження розтягання (крива 1). Однак подальша магнітна обробка не тільки зменшує ці напруження, але й робить їх стискаючими (криві

2, 3). Збільшення напруженості магнітного поля призводить до підвищення напружень стиснення, що видно при порівнянні кривих 2 і 3 на рис. 4.24. Ці результати отримані на зразках з урахуванням витримки 50 годин після припинення магнітної дії.

Якщо ж витримка часу після магнітної обробки мала, то внутрішні напруження розтягування зростають, що показує крива 4 на рис. 4.24. Ці результати добре узгоджуються з кривою 3 деформації пластинки на рис. 4.22.

Таким чином, коливання маятника, прогин тонкої пластинки або смужки й внутрішні напруження змінюють свої величини під дією магнітного поля на метал. До цього можна ще додати прояв такого фізико-хімічного явища, як виділення водню з робочих поверхонь, тісно пов'язаного з їх зношенням. Нижче розглянуто це питання.

Відомі роботи по опису закономірностей явища, названого водневим зношенням [102]. Однак, багато питань залишаються ще відкритими, наприклад, ті, що стосуються деталей гідромашин або результатів, описаних вище в 4.4 з маятничкової твердості, деформації тонких пластинок, внутрішнього напруження тощо. Тому на першому етапі були проведені експериментальні дослідження для визначення взаємозв'язку встановлених ефектів з виділенням водню з робочих поверхонь.

Для проведення досліджень був використаний досвід розробки методики визначення водню з деформованих або оброблених магнітним полем зразків [96], але застосованих до тонких пластинок. При проведенні цих експериментів вимірювалися зношення, маятничкова твердість і прогин зразків – тонких смужок.



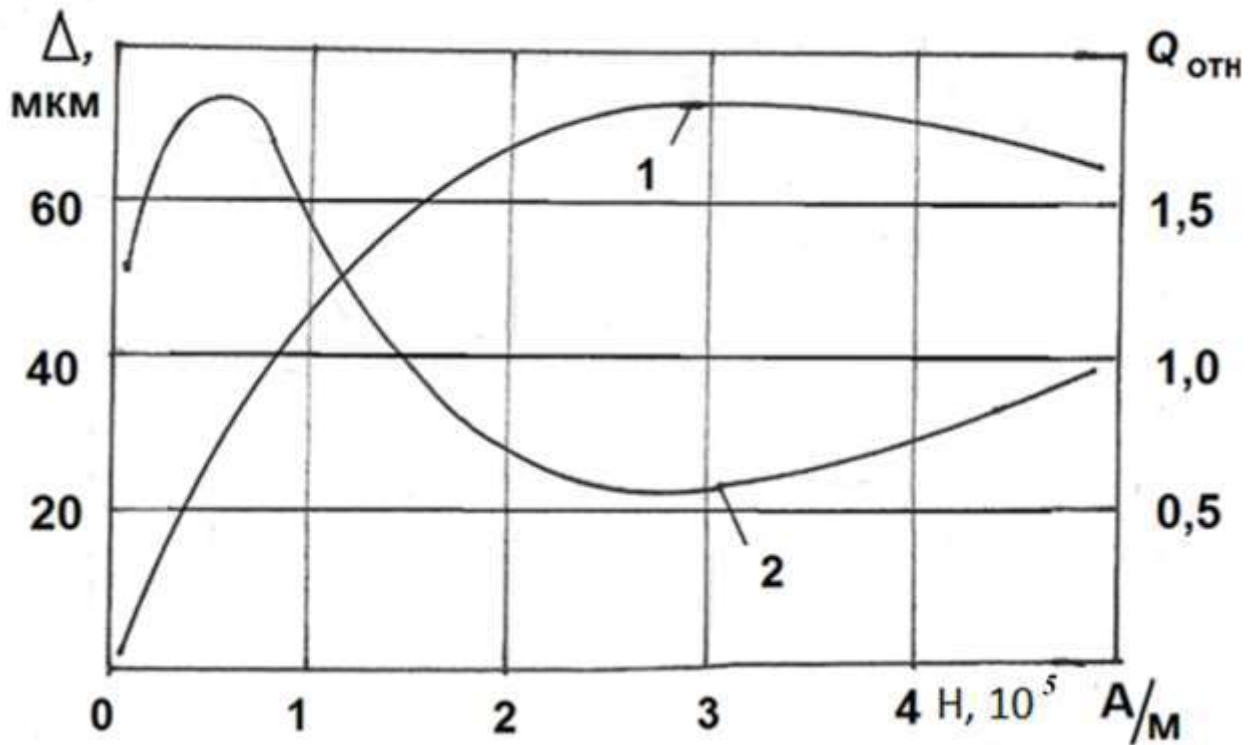


Рис. 4.25 Вплив режиму обробки – напруженості змінного магнітного поля на деформацію пластинки і відносну зносостійкість: 1 – деформація пластинки,  $\Delta$ ; 2 – відносна зносостійкість,  $Q_{\text{отн}}$ .

Перш за все, була визначена раціональна напруженість магнітного поля. Виявилося, що від неї залежить прогин пластинки (смужки), що підтверджується кривою 1 на рис. 4.25. По перегину цієї кривої вибрали величину напруженості магнітного поля для застосування сталей, яку використовували в описаних раніше експериментах.

При цьому кривій 1 логічно відповідає крива 2 інтенсивності зношення. На рис. 4.25 видно, що в міру збільшення напруженості магнітного поля, використовуюваного як попередня обробка, інтенсивність зношення сталі зменшується зі стабілізацією. Припускаємо, що цей процес має змінитися збільшенням інтенсивності зношення при більшій напруженості магнітного поля, що показано пунктиром у правій частині кривої 2. Однак, через обмежені можливості щодо потужності пристрою висловлене припущення ми перевірити не змогли.

Наступна серія експериментів проводилася за визначенням кількості або інтенсивності виділення водню з поверхні пластинки. Для цього було виконано пристрій, показаний на рис. 4.26. Платівка 1 або тонка смужка поміщалася в скляну посудину 2 і закріплювалася в ній з нижнього кінця. У порожнину заливалася інактивна вазелінова олія, розчинена в спирті 3. Зміна прогину  $\pm \Delta$  зразка 1 безперервно вимірювалася з точністю 0,5 мкм оптичним саморобним пристроєм 4, зображеним на рис. 4.21. Водень, що виділяється, надходив у скляну колбу 5 і далі надходив для визначення об'єму.

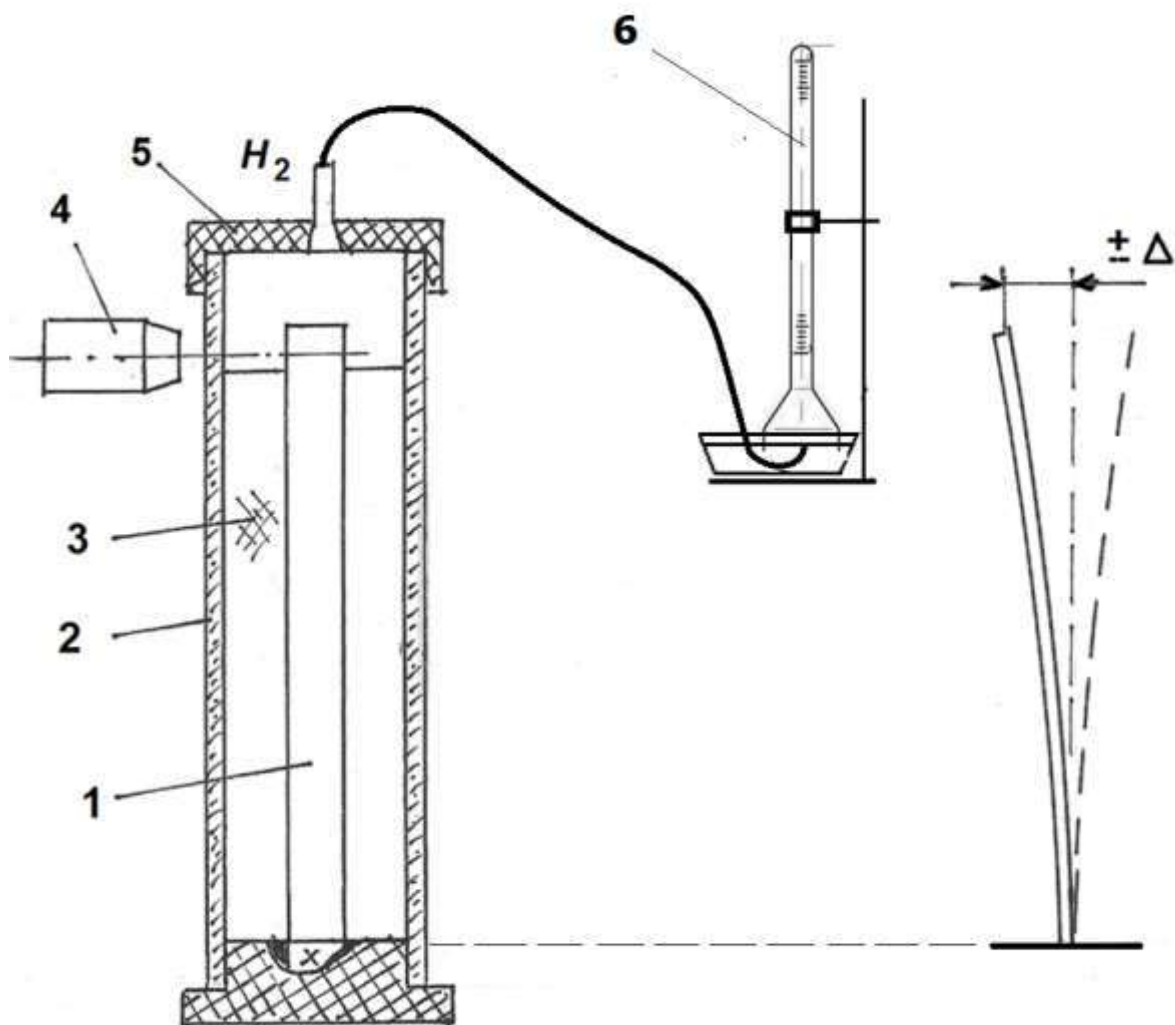


Рис. 4.26 Пристрій для визначення об'єму водню, який виділяється з пластинки, і її прогину: 1 – пластинка; 2 – скляна колба; 3 – середовище; 4 – об'єктив вимірювального мікроскопа; 5 – кришка; 6 – вимірювач об'єму водню, що виділяється з поверхні пластинки (евдіометр)

Отримані за такою методикою дані наведені на рис. 4.27. З кривої 1 на цьому малюнку видно, що інтенсивність виділення водню протягом перших п'ятдесяти годин максимальна. Цьому процесу відповідає і збільшена інтенсивність зношення зразка (крива 3), а також зворотний прогин смужки по кривій 2. Потім настає процес стабілізації і навіть зниження інтенсивності виділення водню та інтенсивності зношування. Ці результати модельних експериментів на тонких пластинках дозволяють пояснити деякі особливості впливу електромагнітного поля на зношення зразків з позицій водневого зношення. Як встановлено [102, 105], вміст водню у кристалічних ґратках металів негативно позначається на їх робочих характеристиках, особливо на зносостійкості. Зокрема, це було показано на деталях транспортної техніки – дизелях [108, 113] з урахуванням різних технологій обробки. Обробка деталей електромагнітним полем активізує процес виділення водню [96], оскільки поле, особливо змінне, очевидно призводить до руху дислокацій та вакансій, розворотів елементів кристалічної ґратки, доменів, блоків та зерен, перерозподілу внутрішніх напружень усіх рівнів.

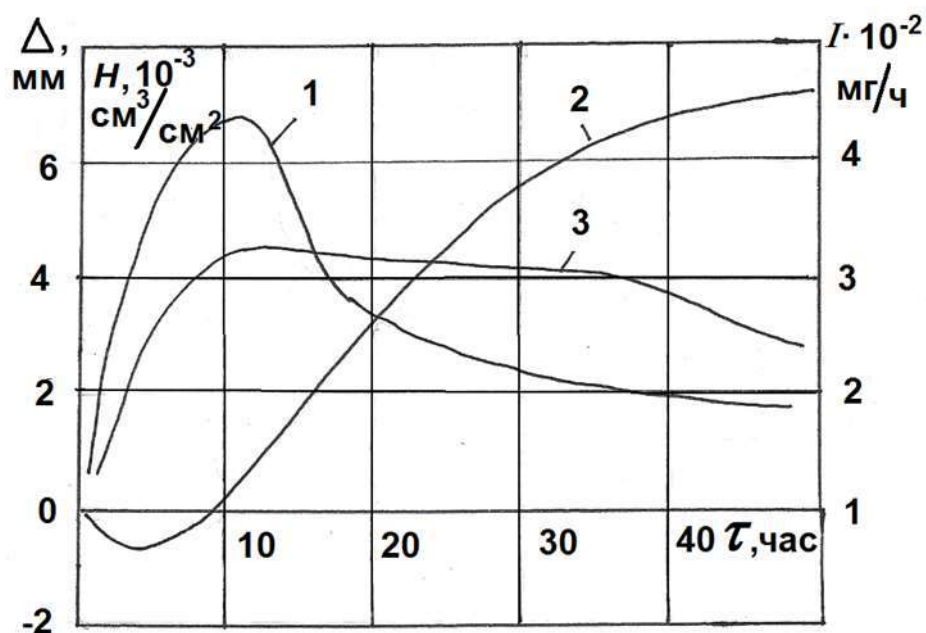


Рис. 4.27 Взаємозв'язок прогину пластинки, інтенсивності зношування та виділення водню: 1 – виділення водню з поверхні пластинки; 2 – прогин пластинки,  $\Delta$ ; 3 – інтенсивність зношування,  $I$ .

У результаті інтенсифікується виділення водню з глибинних і поверхневих шарів металів. У перші години після припинення обробки полем концентрація водню в приповерхневих шарах стає підвищеною за рахунок його підживлення з глибинних шарів. Це, зокрема, підтверджується кривими 1, 2 на рис. 4.27. І, як наслідок, підвищеною інтенсивністю зношування по кривій 3 на рис. 4.27.

Тому перед початком експлуатації деталей, підданих попередній обробці магнітним полем, має пройти якийсь час близько двох діб. Тоді показники зміцнювальної обробки мають бути найбільш високими.

Отримані результати на модельних зразках дозволили перейти до другого етапу досліджень безпосередньо на деталях гідромашин. Після різних технологій обробки робочих поверхонь поршнів, розподільників, упорів тощо з подальшою дією електромагнітним змінним полем вимірювалися інтенсивність водню, що виділяється, маятникова твердість і зносостійкість. Для зручності порівняння всі отримані дані перераховуються у відносні одиниці у вигляді відносин, де в знаменнику були вихідні показники вимірюваних величин без застосування поля, а в чисельнику – після прикладання поля.

Так, наприклад, маятникова твердість вимірювалася числом коливань за встановлений для всіх дослідів час. За еталон порівняння або за одиницю приймалося число коливань, відрахованих з еталонного зразка, на яке ділилося число коливань, отриманих з обробленим полем поверхні. Аналогічним чином діяли для отримання відносних одиниць щодо зношення (довговічності) виділеного водню.

Усі вимірювання проводили на реальних деталях гідромашин після випробувань на лабораторних стендах. Певну складність становив вимір маятничкової твердості в отворах блоків циліндрів. Для цих дослідів була розроблена нова методика, суть якої показана на рис. 4.28. Маятник з вантажем 4 був оснащений рамкою 3 додатковим шарніром 5 з віссю, що лежить у площині кочення маятника. Корундові голки 2 встановлювалися по твірній циліндра блоку гідромашин, рис. 4.28, а. Рамка 3 дозволяла виводити шарнір з голчастими опорами в отвори блоків циліндрів діаметром 25 мм і здійснювати хитальні рухи

в площині, перпендикулярній осі отвору. Інший варіант показаний на рис. 4.28, б.

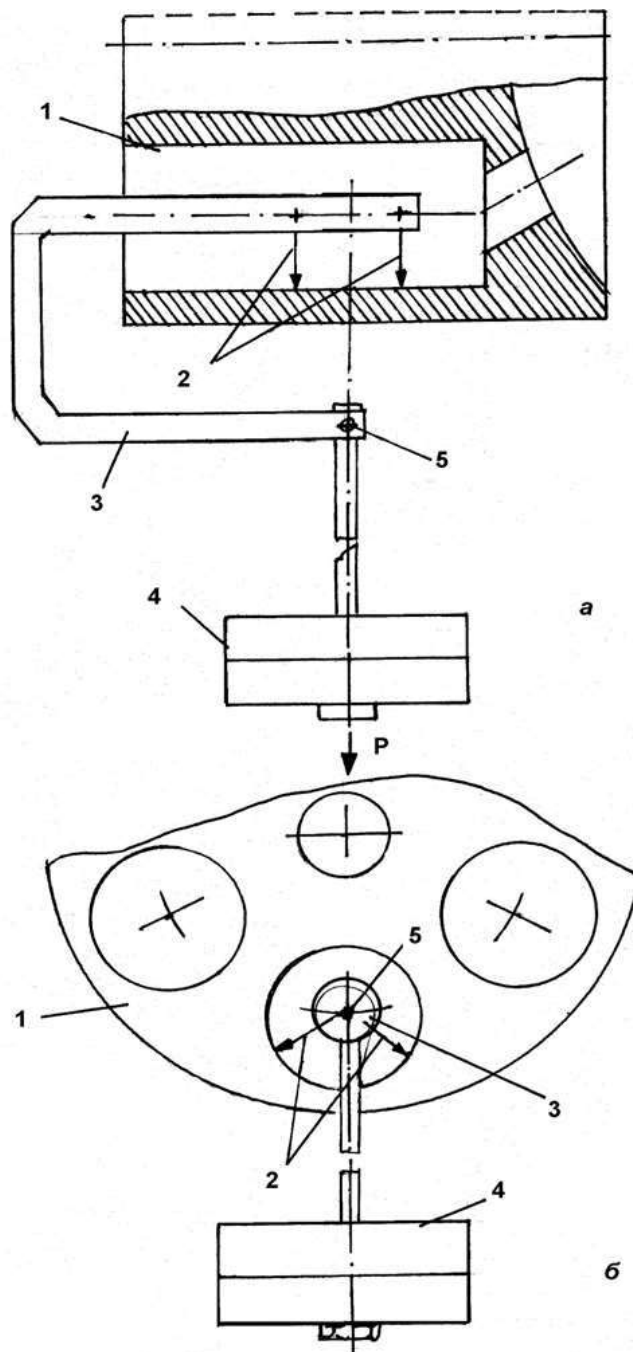


Рис. 4.28 Принципові схеми вимірювання маятникової твердості в отворах блоків гідроциліндрів аксіально-поршневих гідромашин при установці блоків на призмі: а) при хитанні маятника перпендикулярно поздовжньої осі отвору в блоці; б) при хитанні маятника у вертикальній площині вздовж поздовжньої осі отвору в балці; 1 – блок гідроциліндра з отвором для поршнів; 2 – голки маятника; 3 – скоба, рамка; 4 – вантажі; 5 – вісь для самоустановки голок в отворі на вимірюваній твердості

При проведенні зношувальних випробувань деталей після магнітної обробки виникли труднощі, пов'язані з визначенням їх тривалості. Справа в тому, що зношувальні випробування вимагають набагато більше часу, ніж визначення маятникової твердості або кількість, що виділилася з робочих поверхонь водню, а також вимір прогину пластинки. Особливо це стосується вивчення ділянки з негативним прогином по кривій 3 на рис. 4.22 або ділянці максимального виділення водню під дією електромагнітної обробки по кривій 3 на рис. 4.27, що відповідає 5-6 годинам.

Тому визначення зношення поверхонь деталей здійснювалося через шість годин після припинення магнітної дії, а зношування тривало не менше 50 годин замість декількох хвилин або годин, як у випадку вимірювання маятникової твердості або об'єму водню. Отримані дані, приведені до відносних одиниць по маятниковій твердості, виділенню водню з робочих поверхонь тертя деталей гідромашин стосовно величин їх зношення з урахуванням магнітної обробки і без неї показують таке (табл. 4.1).

Маятникова твердість для всіх випробуваних деталей залежить при всіх інших рівних умовах від часу витримки після припинення магнітної дії. При цьому в перші години після обробки маятникова твердість знижується, а потім збільшується з подальшою стабілізацією.

Закономірності зміни маятникової твердості відповідає кількість водню, що виділяється з поверхонь тертя. Його збільшення супроводжується зниженням твердості і навпаки.

Випробування на зношення показали його залежність від виходу водню з робочих поверхонь для всіх деталей. Меншому об'єму водню, який залишається в поверхневих шарах, відповідає їх підвищена зносостійкість.

Значне підвищення довговічності підшипників кочення дає спільне використання в якості зміцнювальної технології фрикційне нанесення плівки міді виборчим перенесенням з одночасною дією змінним магнітним полем. Ці ж процеси нейтралізують негативний вплив водню на зношення.

Таблиця 4.1

## Узагальнені експериментальні дані по маятниковій твердості, виділенню водню і зносу деталей

№	Деталь	Матеріал обробок	Маятникова твердість			Виділення водню			Відносна довговічність. Зносостійкість		
			Без обробки полем	Після обробки полем		Без обробки полем	Після обробки полем		Без обробки полем	Після обробки полем	
				через 3 год.	50 год.		через 3 год.	50 год.		через 30 год.	100 год.
1	Поршень. Циліндрична поверхня	38Х2МЮА	1	0,85	1,80	1	1,50	0,40	1	1,6	2,8
2	Зовнішня сфера шатуна	40Х	1	0,75	1,60	1	1,60	0,70	1	1,2	1,9
3	Розподільник. Сфера	38Х2МЮА 40Х	1	0,65	2,20	1	2,00	0,30	1	1,4	2,5
4	Блок циліндрів (сфера)	40Х	1	0,70	1,50	1	2,20	0,70	1	1,2	1,6
5	Дзеркало циліндра	40Х	1	0,90	1,35	1	1,80	0,50	1	1,2	1,4
6	Опора шатуна	38Х2МЮА 40Х	1	0,70	1,40	1	1,90	0,90	1	1,2	1,5
7	Кульки	ШХ15	1	0,60	2,60	1	1,70	0,75	1	1,5	2,20
8	Опори. Кульки	ШХ15	1	0,75	2,3	1	1,80	0,80	1	1,3	1,8
9	Підшипник у зборці	ШХ15				1	0,20	0,10	1	2,5	8,0

## Висновки до розділу 4

1. Показано, що підвищення довговічності деталей аксіально-поршневих гідромашин може бути здійснено шляхом використання електрофізичного методу зміцнення – електромагнітної обробкою. Однак для отримання позитивного ефекту необхідно призначати режими зміцнення: напруженість поля, його змінність, тривалість, час витримки після припинення дії, що може бути визначено експериментальним шляхом.
2. Встановлено, що довговічність сферичних опор шатунів і поршнів гідромашин може бути збільшена до декількох разів залежно від обраної схеми електромагнітної дії.
3. Зміцнення магнітною обробкою сталевих розподільників гідромашин істотно збільшує зносостійкість їх сферичних поверхонь і навантажувальну здатність у парі з блоком гідроциліндрів.
4. Комбінована обробка розподільників шляхом магнітного зміцнення з нанесенням мідної плівки виборчим перенесенням з нівелюванням впливу водню здатна в кілька разів підвищити довговічність пар тертя.
5. Встановлено, що пропускання електромагнітного поля в динамічних умовах через підшипники кочення підвищує їх зносостійкість і втомну міцність до декількох разів. Однак необхідно чітко визначати режими зміцнення, оскільки можна отримати й негативний ефект.
6. Методами деформації тонких пластинок і маятникової твердості встановлено вплив електромагнітної дії на властивості робочих поверхонь, включаючи початкову стадію знеміцнення, яка через деякий час змінюється зміцненням, що слід враховувати з практичною метою, тим більше, що це пов'язано з водневим зношенням.
7. У відносних одиницях представлені підсумкові дані, що показують взаємозв'язок маятникової твердості, виділення водню й довговічності (зносостійкості) для всіх випробуваних пар тертя ковзання й кочення аксіально-поршневих гідромашин. Коефіцієнт підвищення довговічності



лежить у межах 1,2-2,5 рази через 30 годин після припинення магнітної дії і від 1,5 до 2,8 разів після 100 годин. Особливо високий ефект – до 8 разів – встановлений для підшипників кочення із застосуванням комбінованої зміцнючої обробки.

## РОЗДІЛ 5

### ФРИКЦІЙНО-ЕЛЕКТРИЧНЕ ЗМІЦНЕННЯ І ЙОГО МОЖЛИВОСТІ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГІДРОМАШИН

#### 5.1 Вплив фрикційного зміцнення сталі і способу пропускання електричного струму на негативний ефект реверсивного тертя

Раніше було показано, що знакозмінне тертя ковзання в порівнянні з односпрямованим призводить до підвищеного до декількох разів зношення робочих поверхонь і проявляється для різних матеріалів, включаючи сталеві поверхні з покриттями, і може певною мірою нівелюватися при правильному доборі компонентів покриттів або зміцнювальних технологій. Зокрема, виявилось, що білі шари, сформовані із застосуванням високошвидкісного фрикційного методу зміцнення, здатні зменшувати відношення зношень реверсивного тертя до односпрямованого [18, 54].

Було зроблено припущення, що резерви високошвидкісного фрикційного зміцнення робочих поверхонь деталей значною мірою вичерпані [114, 115], включаючи знакозмінність генерування зсувних деформацій. Тому виникла необхідність застосування комбінованих методів дії, здатних створювати більш якісні білі шари з підвищеною зносостійкістю при реверсивному терті [116-117].

З огляду на викладене, метою цього розділу є доказ можливості зниження шкідливих для пар тертя наслідків реверсивного тертя шляхом застосування зміцнювальної технології з одночасним використанням високошвидкісного тертя й електричного струму.

Для проведення досліджень була розроблена оригінальна методика, яка дозволяла різними способами підводити електричний струм в зону обробки дисками при односпрямованому або знакозмінному терті ковзання. Схеми експериментальних установок показані на рис. 5.1.

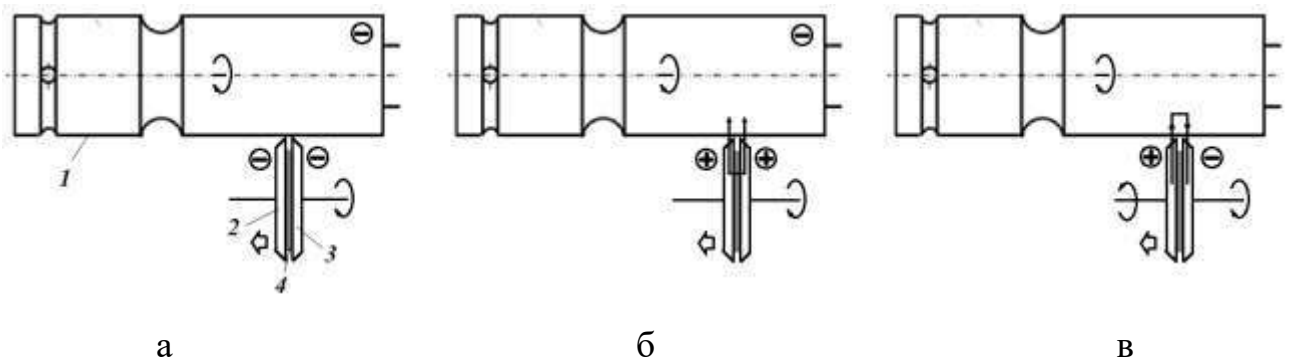


Рис. 5.1 Схеми комбінованих методів зміцнення: а – фрикційними дисками без пропускання струму; б – фрикційними дисками з пропусканням струму безпосередньо від дисків у заземлену деталь; в – фрикційними дисками з пропусканням струму в проміжку між ними через ізольовану деталь; 1 – деталь; 2, 3 – фрикційні диски.

У всіх трьох схемах цих установок застосовані фрикційні диски 2 і 3, які при своєму обертанні зі швидкістю 80 м/с у той чи інший бік, притискаючись до деталі 1, викликають зміцнювальний ефект з появою білих шарів. Це є загальним, що характерно для схем установок. Однак існують й суттєві відмінності, які є особливостями методик. Так, якщо в схемі за рис. 5.1, а здійснюється лише високошвидкісне фрикційне зміцнення без підведення електричного струму, то за схемою рис. 5.1, б він пропускається через диски до деталі. Причому струм проходить через дві зони контакту дисків 2 і 3, які знаходяться під однією полярністю, із замиканням на деталь 1. За схемою 5.1, б деталь заземлена, а обидва диски ізольовані від маси.

Схема на рис. 5.1, в істотно відрізняється від схеми на рис. 5.1, б і реалізує додаткові можливості дії електричного струму. За цією схемою зміцнювальна деталь 1 ізольована електрично від маси. Ізольовані між собою і від деталі диски 2 і 3. Електричний струм підводиться до одного диску, а потім через вузьку зону контакту в проміжку між двома дисками підходить до другого диску. У результаті електричний струм не проходить через всю масу деталі 1 (як на рис. 5.1, б), а тільки лише через її приповерхневі шари між двома дисками, викликаючи імпульсний нагрів невеликої зони металу. Відзначимо, що при

створенні такої оригінальної схеми підведення електричного струму, як на рис. 5.1, в, апріорі передбачалася її підвищена ефективність у порівнянні зі схемою рис. 5.1, б. Але таке припущення вимагало експериментального доказу.

Отримані результати досліджень твердості білих шарів, їх товщини і зносостійкості в залежності від реверсивності тертя попередньо зміцнених зразків із застосуванням фрикційних дисків і струму наведені нижче.

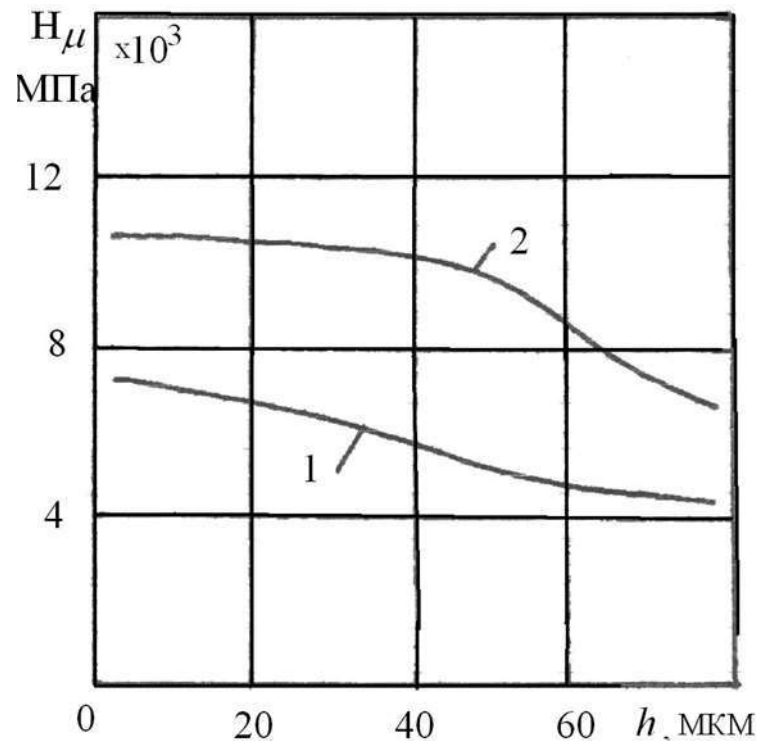


Рис. 5.2 Розподіл мікротвердості по глибині від зміцненої тертям поверхні після односпрямованого (крива 1) і знакозмінного (крива 2) тертя без підведення струму за схемою рис. 5.1, а; швидкість 70 м / с; тиск 600 Н; час зміцнення – 15 с.

На рис. 5.2 показано розподіл мікротвердості по глибині від поверхні для випадків односпрямованого й знакозмінного фрикційного зміцнення, виконаного за схемою рис. 5.1, тобто без підведення електричного струму. Видно, що знакозмінне високошвидкісне тертя (крива 2) призводить до більшого зміцнення поверхневих шарів, ніж односпрямоване (крива 1). Крім того, має місце і збільшена товщина білих шарів. Ці дані знаходяться у відповідності з роботою [54].-----

Якщо фрикційне зміцнення здійснюється з підведенням електричного струму за схемою рис. 5.1, б, то це призводить до утворення більш твердих і товстих білих шарів, ніж за схемою рис. 5.1, а, що впливає з експериментальних даних, наведених на рис. 5.3.

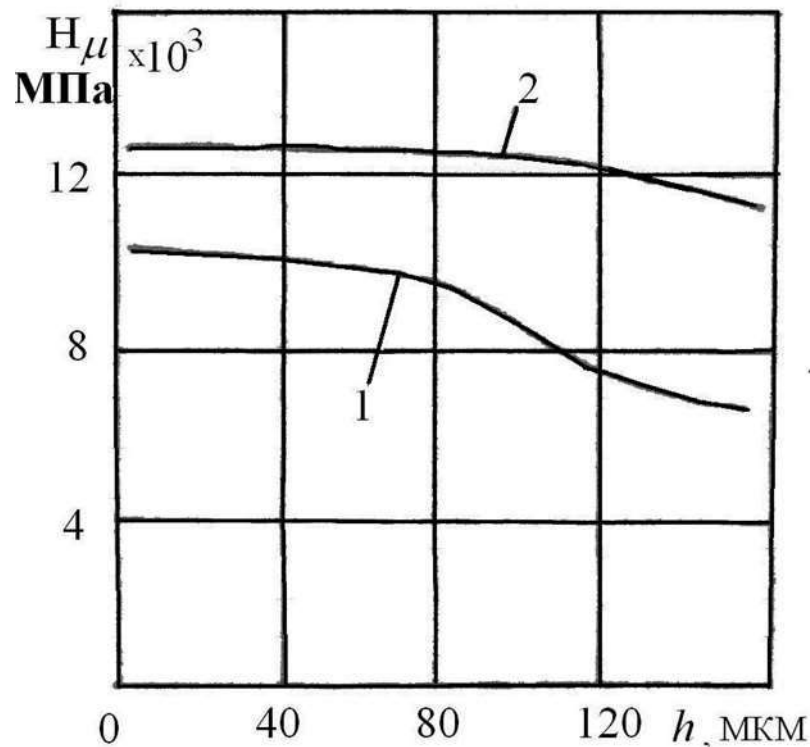


Рис. 5.3 Вплив знакозмінності фрикційного зміцнення й електричного струму на розподіл мікротвердості в поверхневих шарах. Випробування за схемою рис. 5.1, б, струм постійний 5В; 50А

Пропускання електричного струму через вузький проміжок між двома фрикційними дисками за схемою рис. 5.1, в викликає ще більший ефект зміцнення, що видно з кривих 1 і 2 на рис. 5.4. І в даному випадку знакозмінне деформування виявляється кращим, ніж односпрямоване. Переваги зміцнення за схемою рис. 5.1, в особливо проявляються при оцінці товщини білого шару, який при знакозмінній деформації тертям доходить до 450 мкм і близько двох разів перевершує товщину білого шару, отриманого при зміцненні за схемою рис. 5.1, б. Цей результат має важливе практичне значення, оскільки дозволяє

використовувати додатково тонке шліфування зі збереженням цінних властивостей, що залишилися після шліфування білих шарів.

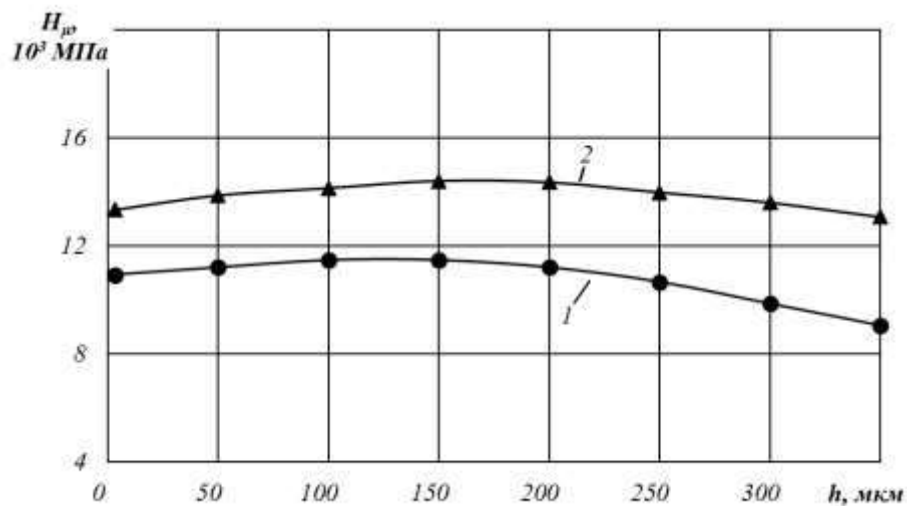


Рис. 5.4 Збільшення мікротвердості й товщини білих шарів після зміцнювальної обробки за схемою рис. 5.1, в (позначення й режими аналогічні рис. 5.2)

Подальші дослідження були спрямовані на визначення зносостійкості білих шарів, отриманих після зміцнювальної обробки за трьома схемами рис. 5.1. Випробування на зношення здійснювалися на машині тертя вал – часткова вкладка при швидкості 2 м/с; тиску 5 МПа при реверсивному й односпрямованому терті. Для створення ідентичних умов тертя використовувалася методика, при якій час тертя складався з набору однакових елементарних циклів. Кожен цикл складався з 5 с розгону шпинделя, 50 с робочого обертання під навантаженням і 5 с вибігу до зупинки. При односпрямованому терті всі цикли відбувалися в один бік. При знакозмінному терті напрям обертання шпинделя з кожним новим циклом змінювався на протилежні після зупинки шпинделя. Тертя здійснювалося в маслі ИС-20 протягом 50 годин, а зношення визначалося зважуванням зразків. Відношення зношення зразків після реверсивного й односпрямованого тертя з урахуванням зміцнювальної обробки за схемами рис. 5.1 характеризувало вплив цих методів обробки на негативний ефект реверсу.

Отримані експериментальні дані представлені на рис. 5.5 і в табл. 5.1, де зношення незміцнених зразків, випробуваних при односторонньому терті, прийнятий за 100%. По відношенню до нього зношення зразків після реверсивного тертя був у 2,4 рази більше.

Відношення зношення зразків, зміцнених без струму за схемою рис. 5.1, а, після реверсивного тертя ( $Q_p$ ) до зношення після односпрямованого тертя ( $Q_o$ ) виявилось ( $Q_p/Q_o$ ) рівним 1,45. Відношення ( $Q_p/Q_o$ ), отримане на зразках після їх зміцнення зі струмом за схемою рис. 5.1, б, стало дорівнювати 1,23, а зміцнених за схемою рис. 5.1, в – 0,9. Таким чином, зміцнення зі струмом за схемою рис. 5.1, в нівелює негативний ефект реверсивного тертя.

Таблиця 5.1

**Вплив способів зміцнення на відношення зношень зразків  $Q_p/Q_o$  і зниження зношення при реверсивному ( $n_p$ ) та односпрямованому ( $n_o$ ) терті в порівнянні із зразками зі сталі 38Х2МЮА**

	Без зміцнення	Випробування за схемами		
		рис. 5.1, а	рис. 5.1, б	рис.5.1, в
$Q_p/Q_o$	2,40	1,45	1,25	0,90
$n_p$	-	3,0	6,5	15
$n_o$	-	1,8	3,3	3,5

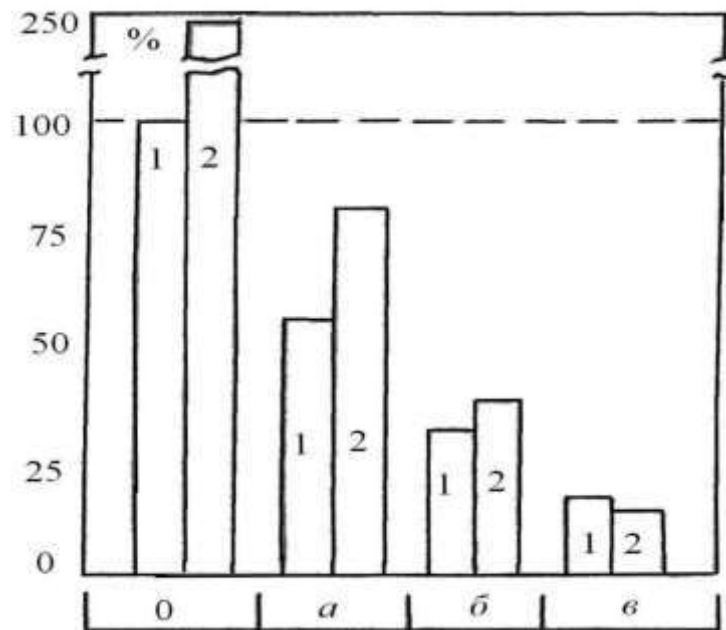


Рис. 5.5 Вплив способу підведення струму і знакозмінності фрикційного зміцнення на зношення сталі 45 (випробування на зношення при 2 м/с, 5 МПа; 50 годин, масло МС-20, фрикційне зміцнення знакозмінне) 1, 2 – відповідно після односпрямованого й реверсивного тертя при 2 м/с. Умовні позначення: «0» – зразки без зміцнення, «а» – зміцнені за схемою рис. 5.1, а, «б» – за схемою рис. 5.1, б, «в» – за схемою рис. 5.1, в

З табл. 5.1 також видно, що схема зміцнення впливає на зношення зразків після реверсивного тертя, зменшуючи його в 3,0; 6,5 і 15 разів відповідно для схем рис. 5.1, а, б, в. Менший ефект був отриманий при порівнянні зношень зразків після односпрямованого тертя. Ці відносини (1,8; 3,3 і 3,5) наведено в третій графі табл. 5.1. Порівняння відносин за графами 2, 3 табл. 5.1 показує позитивний вплив знакозмінного фрикційного зміцнення і струму на підвищення зносостійкості зразків. Для схем рис. 5.1, б це становить при реверсивному терті 15 разів, а при однобічному – 3,5.

Таким чином, з наведених даних можна зробити такі висновки: Вперше запропонована комбінована дія високошвидкісного тертя й електричного струму, яка приводить до більшого зміцнювального ефекту поверхневих шарів, ніж без струму.



При комбінованому зміцненні знаковміне тертя ефективніше, ніж односпрямоване, що проявляється в більш високій мікротвердості поверхневих шарів, товщині білих шарів та їх зносостійкості.

Підведення електричного струму між двома фрикційними дисками з різною полярністю в ізолювану деталь викликає більш високий зміцнювальний ефект, ніж підведення електричного струму від дисків з однією полярністю вглиб деталі. При цьому досягається підвищена товщина білих шарів до 450 мкм (у вивчених режимах), їх твердість, зносостійкість і нівелювання негативного ефекту реверсу. Отримана товщина білих шарів дозволяє застосовувати після зміцнення тонке шліфування для отримання необхідної геометрії та шорсткості робочих поверхонь деталей машин.

Дослідження комбінованого фрикційно-електричного методу зміцнення необхідно продовжити з метою виявлення нових закономірностей і його можливостей практичного застосування.

## **5.2 Вплив температурного фактора від пропускання електричного струму на утворення білих шарів**

Відомо, що при утворенні білих шарів істотну роль відіграють два фактори – температурний і деформаційний. При високошвидкісному терті ці два фактори діють одночасно за рахунок сил тертя. По розглянутій вище схемі до процесів, які формують білі шари, додаються й теплові, що виникають при пропущенні електричного струму через зміцнювальні поверхневі шари. Ці процеси також є імпульсними, що можна пояснити обертанням деталі з постійним виходом ділянки поверхні із зони обробки з припиненням подачі електричного струму й подальшою його короткочасною тепловою дією при повторному вході цієї ділянки в зону контакту. Така періодичність може виникати багаторазово.

Розглянемо дію одного тільки електричного струму на виникнення тепла в невеликому обсязі деталі. Можна виділити кілька експериментальних варіантів, показаних схематично на рис. 5.6.

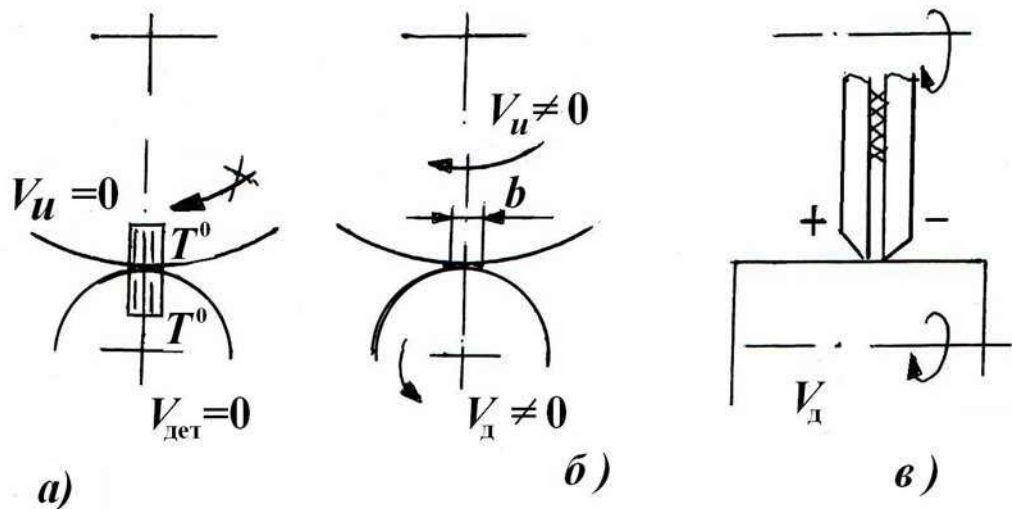


Рис. 5.6 Варіанти дії струму на поверхневий шар деталі

За першим варіантом через нерухому зону контакту диска 2 з деталлю 1 пропускається імпульсно електричний струм, де  $\tau_1$  – час існування імпульсу струму, а  $\tau_2$  – час паузи між імпульсами. Ці два параметри визначаються виходячи з довжини зони контакту диска з деталлю і швидкістю її обертання, коли вона буде задана й здійснена.

У даному ж експерименті швидкості диска й деталі дорівнюють нулю. За другим варіантом деталь повільно й примусово обертається і, тим самим, залучає фрикційний диск до обертання. За цими двома варіантами електричний струм проходить через зону контакту вглиб диска й деталі. За третім варіантом струм проходить через поверхневі шари деталі між двома дисками 2 і 3, які залучені в обертання деталлю 1. Як передбачається, в усіх трьох варіантах у поверхневих шарах не повинні виникати імпульсні зсувні деформації, властиві високошвидкісній фрикційній обробці.

Загальна кількість теплоти  $Q$ , необхідна для нагрівання маси  $m$  речовини з питомою теплоємністю  $c$  від температури  $T_1$ , до температури  $T_2$ , виражається за формулою:

$$Q = mc(T_2 - T_1), \quad (5.1)$$

де  $c$  - питома теплоємність,  $\frac{\text{кал}}{\text{г} \cdot \text{град}}$ ;

$T_1, T_2$  – температури до і після нагрівання,  $^{\circ}\text{C}$ .

Водночас, загальна кількість теплоти, надана тілу, може бути записана в диференціальній формі:

$$dQ = c\gamma \cdot dv \cdot dT, \text{ або } Q = c \cdot \gamma \cdot v \cdot T$$

де  $\gamma$  – щільність речовини;

$dv$  – мікрооб'єм металу, що нагрівається,

$dT$  - прирощення температури.

Потужність електричного струму, яка вимірюється у ватах, визначається добутком напруги на силу струму:

$$N = U \cdot J = J^2 R, \quad \text{Вт} = \text{Дж/с.}$$

Робота електричного струму, виражена в калоріях, становить:

$$Q = U \cdot J \cdot t = J^2 R \tau \cdot K, \quad (5.2)$$

де  $K = 0,239 = 0,24, \frac{\text{кал}}{\text{джоуль}}$ ,

$\tau$  – час роботи в секундах.

Якщо прирівняти вирази (5.1) і (5.2), то отримаємо:

$$mc(T_2 - T_1) = 0,24 J^2 R \tau, \quad (5.3)$$

Звідки:

$$(T_2 - T_1) = \frac{0,24J^2R}{mc} \cdot \tau. \quad (5.4)$$

Для знаходження температури нагріву необхідно знати час дії струму та масу речовини, а в нашому випадку сталі. При обробці диском зразка виникає майданчик контакту. У початковий момент обробки без розігріву поверхні деталі півширину площадки контакту можна розрахувати за формулами (5.2), (5.4), (5.5).

Для контакту двох циліндрів з паралельними осями при

$$E_1 = E_2 = E \quad \text{і} \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,3$$

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{P R_1 \cdot R_2}{lE R_1 + R_2}}, \quad (5.5)$$

а при контакті циліндра і площину півширини порожнини контакту знаходимо з формули:

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{PR}{lE}}. \quad (5.6)$$

Ці два випадки відповідають двом варіантам проведених експериментів. Час контакту при обертанні деталі зі швидкістю  $v$  дорівнює  $= 2b/v$ . При діаметрі деталі 60 мм та обертах шпинделя 60 об/хв. окружна швидкість становить 157 мм/с. тоді час знаходження майданчика 2 в контакті з диском буде:

$$\tau_1 = 7 \cdot 10^{-4} \text{ с} \quad \text{і} \quad \tau_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ с}$$

відповідно до формул (5.5) і (5.6).

Використовуючи формули (5.3), (5.4), можна визначити температуру спалаху  $T$  або по заданій температурі призначити режими струму. При цьому масу  $m$  поверхневого мікрооб'єму, залученого в нагрів електричним імпульсом, можна умовно прийняти за умови допущення, що глибина мікрооб'єму буде в межах 150-300 мкм, де відбуваються фазові перетворення в сталі з утворенням

білих шарів. Такий мікрооб'єм при контакті одного фрикційного диска з деталлю визначиться добутком:

$$(2b \cdot l \cdot h),$$

де  $l$  – ширина диска;

$h$  – активна глибина фазових перетворень;

$2b$  – ширина контакту.

З урахуванням цього мікрооб'єму і питомої ваги оброблюваної сталі визначаємо його масу  $m$ .

Орієнтовний розрахунок показує, що при заданих режимах пропускання електричного струму через мікрооб'єм у ньому виникають температури більше фазових перетворень, тобто вище точки  $A_3$  по діаграмі стану для сплавів залізо-вуглець. Вимірювання температури за допомогою термопари, закріпленої зачekanенням у приповерхневому шарі зразка, показало величину  $960^\circ \text{C}$ . Зауважимо, що цю температуру можна збільшувати або зменшувати, варіюючи електричними режимами і швидкістю руху зразка. Аналогічна ситуація з температурою має місце і при пропусканні електричного струму між двома дисками по поверхні деталі.

Вимірювання мікротвердості поверхні зразка в зоні проходження імпульсного електричного струму, а також у зоні між контактами двох дисків по схемах рис. 5.1 не показало утворення білих шарів з твердістю порядку  $9 \cdot 10^3$  МПа. У кращому випадку мало місце гартування мікрооб'ємів до твердості  $6 \cdot 10^3$  МПа, а в самому поверхневому шарі спостерігалось ще більше зниження твердості, що видно з даних на рис. 5.7.

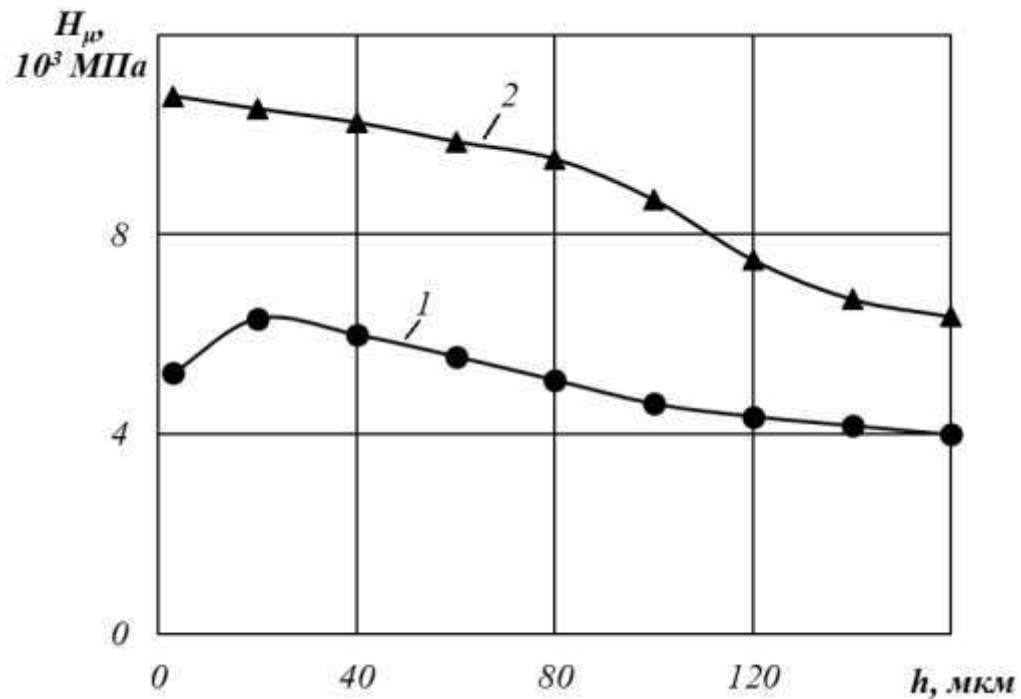


Рис. 5.7. Вплив електричного струму на розподіл мікротвердості в Сталі 45; Криві: 1 – вплив струму без тертя, без утворення білого шару; 2 – спільний вплив струму і фрикційної обробки з утворенням білого шару.

Таким чином, імпульсне пропускання одного тільки електричного струму не приводило до утворення білих шарів. Для їх виникнення необхідна одночасна дія крім температури і деформаційного фактора у вигляді зсувних деформацій від тертя ковзання.

У розвиток цих досліджень були також оцінені з урахуванням роботи [54] температури, що виникають у процесі високошвидкісного тертя ковзання.

### Висновки до розділу 5

1. При комбінованому зміцненні знакозмінне тертя ефективніше, ніж односпрямоване, що проявляється в більш високій мікротвердості поверхневих шарів, товщині білих шарів та їх зносостійкості.

2. При відповідному виборі режимів фрикційно-електричне зміцнення дозволяє отримувати білі шари великої товщини 450 мкм, що допускає подальшу фінішну обробку робочих поверхонь.
3. Підведення електричного струму між двома фрикційними дисками з різною полярністю в ізольовану деталь викликає більш високий зміцнювальний ефект, ніж підведення електричного струму від дисків з однією полярністю вглиб деталі.
4. Дослідження комбінованого фрикційно-електричного методу зміцнення необхідно продовжити з метою виявлення нових закономірностей і його можливостей практичного застосування.

## РОЗДІЛ 6

### ПРАКТИЧНІ ШЛЯХИ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 6.1 Перспективи практичного використання фрикційно-електричного методу зміцнення для підвищення довговічності деталей АПГ

Як раніше було показано, комбінований метод зміцнення з одночасною дією на поверхневі шари сталі високошвидкісного тертя й електричного струму приводить не тільки до підвищення їх зносостійкості, здатності навантаження й корозійної стійкості, але й до утворення товстих білих шарів. Остання обставина є найціннішою, тому що дозволяє шліфувати білі шари зі зняттям невеликого припуску, зберігаючи при цьому досить високі експлуатаційні властивості поверхонь тертя з точністю обробки тонким шліфуванням.

З огляду на викладене, була поставлена мета визначити реальні об'єкти, на яких можна було б здійснити доступними нам засобами зміцнення робочих поверхонь, і визначити його ефективність практичного використання.

Перш за все, зміцнення комбінованим методом найпростіше реалізувати на деталях циліндричної форми по їх зовнішній поверхні. Таких деталей типу валів у сучасних машинах і механізмах дуже багато, і їх зміцнювальна обробка не повинна бути великою складністю. Однак є обмеження. Справа в тому, що розроблене пристосування [116] включає два співвісно розташованих сталевих зміцнювальних ізольованих диски.

Якщо взяти товщину кожного диска 10 мм, проміжок між ними три міліметри, то робоча зона з урахуванням двох дисків становитиме 23 мм. Тому при осьовій подачі вздовж вала такого складеного інструмента кінцеві ділянки циліндричної поверхні деталі будуть оброблятися не двома дисками, а тільки одним.

Ця обставина спричинить менший ступінь зміцнення кінцевих ділянок вала, що слід мати на увазі. Є варіант подолання зазначеного недоліку за допомогою зміни конструкції зміцнювального пристосування. Таке



пристосування також має складатися з двох ізольованих зміцнювальних дисків, але розташованих по обидва боки валу. Тоді обробка поверхонь вала буде досягатися по всій його довжині. Правда, за рахунок ускладнення конструкції пристосування.

Якщо ж зміцненню піддавати торцеві поверхні деталей, наприклад, сталеві поверхні розподільників аксіально-поршневих гідромашин, то можна застосувати описане раніше пристосування його установкою на токарному верстаті. У цьому випадку вісь обертання дисків має бути перпендикулярною поздовжній осі деталі, що обертається.

Нами було проаналізовано можливості зміцнення реальних деталей машин проведенням експериментів у лабораторних умовах. Для цього обрано відповідальні деталі аксіально-поршневих гідромашин – розподільник і блок циліндрів. Деталі мають невеликі габарити, виконані з різних сталей і працюють у практично однакових умовах тертя. При цьому певну складність становило створення знакозмінного високошвидкісного тертя підведенням електричного струму переважно в поверхневі шари деталей між фрикційними дисками. Розглянемо це питання на реальних прикладах.

В аксіально-поршневих гідромашинах є багато вузлів, що піддаються тертю і зношенню. Від їх якісної роботи залежить довговічність і ККД гідромашин. Наприклад, близько 30% відмов аксіально-поршневих гідромашин стаються через дефекти, що виникають у прецизійних парах розподільник – блок гідроциліндрів. Ця пара здійснює підведення, розподіл і відведення гідравлічного мастила в системі машини при обертовому блоці. Зазвичай блок циліндрів виготовляють з високоолов'янистої бронзи, а розподільник – з азотованої сталі, застосовують і зворотні пари. А в деяких гідромашинах авіаційної техніки обидві деталі роблять з якісних легованих сталей.

Однак, навіть старанний добір матеріалів цих контртіл все ж вимагає вдосконалення зміцнювальних технологій. Тому було проведено дослідження з визначення можливості застосування розробленої комбінованої технології для зміцнення сферичних поверхонь розподільника і блок-циліндрів.

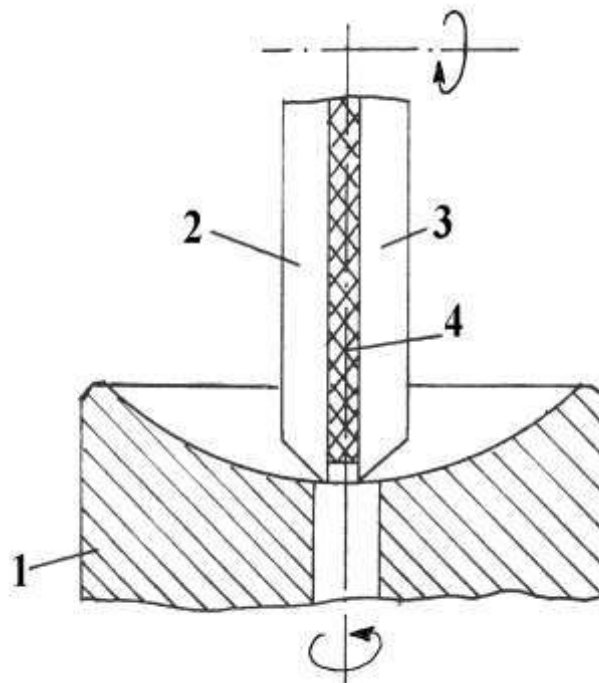


Рис. 6.1 Комбіноване зміцнення сферичної поверхні блоку гідроциліндрів аксіально-поршневої гідромашини: 1 – блок гідроциліндрів; 2, 3 – зміцнювальні диски; 4 – ізолятор

На рис. 6.1 показана робоча зона обробки сферичної поверхні блоку циліндрів. При однобічному обертанні блоку 1 та інструмента 2, 3 виникають знакозмінні зсувні деформації. Така ідея генерування знакозмінних деформацій запозичена нами з роботи [118]. Однак у цій роботі застосовувався один суцільний диск. На відміну від нього був розроблений інструмент, що складається з двох дисків 2 і 3 з ізолюючою прокладкою між ними (рис. 6.1). Диски мають у торцевій частині скоси, що дає можливість зробити зону контакту мінімальною. До того ж діаметри дисків 2, 3 дещо менше діаметра сфери, що при допуску обробки  $\pm 0,01$  мм коригує зміщення кожного диска від центру блоку циліндрів. Між дисками 2, 3 пропускався електричний струм. Диски були ізольовані від шпинделя і мали струмозйомники.

Для високошвидкісної обробки сферичних поверхонь сталевих розподільників застосована схема, показана на рис. 6.2. До розподільника 1, що повільно обертається, притискалися ізольовані від маси два співвісних диски з

торцевою поверхнею, яким задавалася швидкість від 35 до 80 м/с. Диски 2, 3 сиділи на загальній осі й оберталися в один бік, створюючи при обертанні розподільника 1 знакозмінні зсувні деформації.

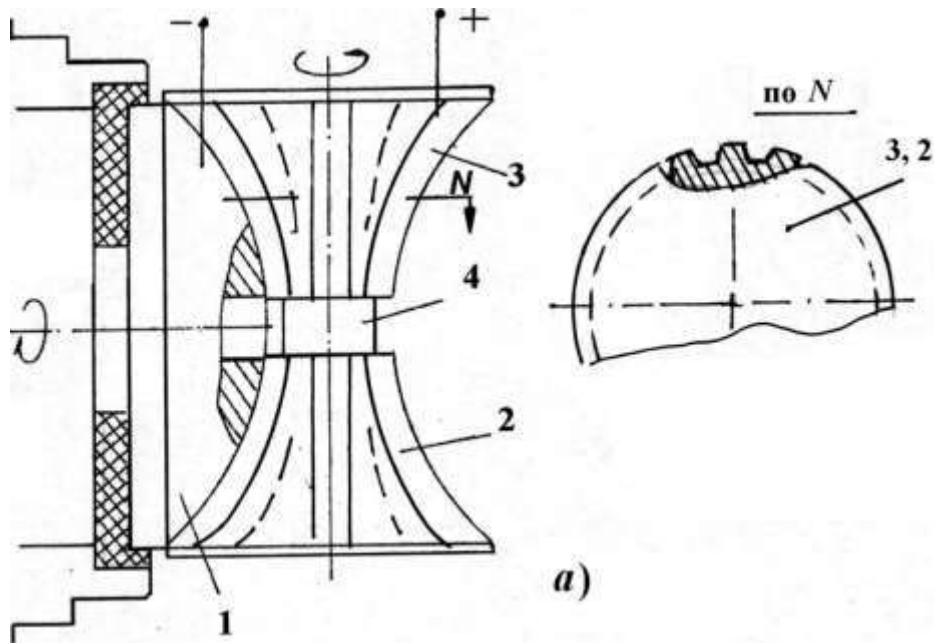


Рис. 6.2, а. Комбіноване зміцнення сферичної зовнішньої поверхні розподільника: 1 – розподільник; 2, 3 – профільні зміцнювальні диски; 4 – втулка

Схема на рис. 6.2 дозволяла здійснювати кілька варіантів. За першим варіантом диски 2, 3 ізолювались, як і деталь 1, один від одного, а між дисками пропускався електричний струм. За другим варіантом диски 2, 3 не ізолювано один від одного й електричний струм від них замикався через розподільник 1, ізолюваний від маси установки. Другий варіант вимагав створення струмознімача на деталі 1. Якщо диски 2, 3 мали самостійні підшипники і два ремінних приводи, то можна було здійснювати односпрямоване тертя, як і реверсивне. Слід зазначити, що схема на рис. 6.2 має недолік, тому що вимагає створення профільних дисків, а електричний струм поширюється по більшій масі деталі 1, ніж за схемою на рис. 6.1. Однак складно створити схему робочого вузла більш просту, ніж зображену на рис. 6.2, тому саме ця схема була прийнята для здійснення експериментів.

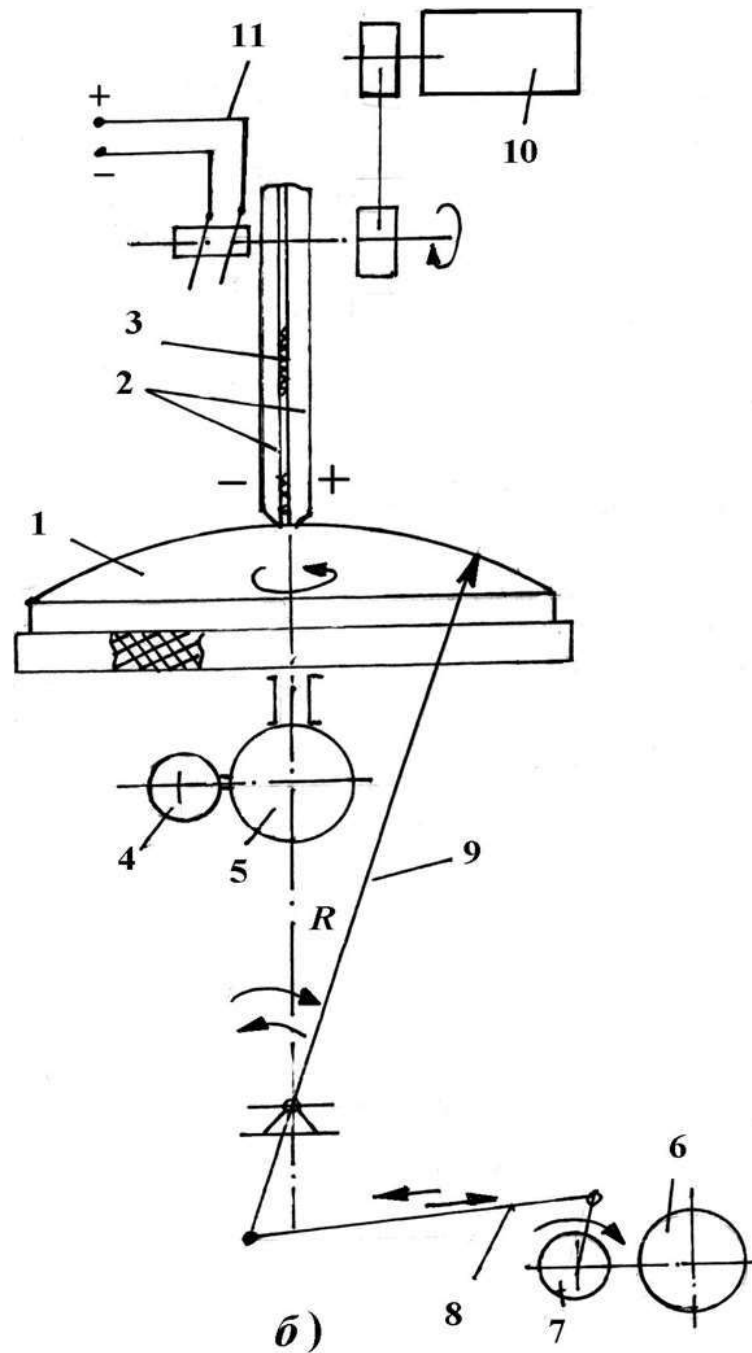


Рис. 6.2, б. Пристрій для зміцнення: 1 – розподільник; 2 – складений фрикційний диск; 3 – ізолятор між двома дисками; 4 – електродвигун постійного струму; 5 – редуктор обертання стола з розподільником; 6 – електродвигун; 7 – редуктор; 8 – хитний важіль; 9 – радіус сфери розподільника; 10 – електродвигун обертання інструмента; 11 – струмознімач на осі складеного фрикційного диску (2,3)

При цьому, з огляду на ряд робіт проф. О.В. Якимова про шліфування переривчастими колами, і зокрема [94], було зроблено припущення, що переривчасті фрикційні диски на пристосуванні за рис. 6.2, а можуть бути більш

ефективні, ніж з гладкими поверхнями. Для цього на профільних зміцнювальних дисках були зроблені канавки уздовж поздовжніх осей з розміром 5 мм завширшки й максимальною глибиною 20 мм. Такі канавки з кроком 15-20 мм мали змінну глибину через їх прорізання на сферичній робочій поверхні профільних дисків, що полегшувало їх виготовлення. На рис. 6.2, а канавки зображені тільки на «нижньому» інструменті 2, 3.

Крім того, зміцнення ввігнутої сферичної поверхні використанням складеного фрикційного диска з ізолятором (рис. 6.1), виявилось ефективним і зручним при проведенні досліджень на блоках гідроциліндрів. Тому отриманий досвід було бажано застосувати і дати зміцнення розподільників. Однак це вимагало створення нового пристосування, показаного схематично на рис. 6.2, б.

Як видно, робоча сферична поверхня, розподіляючи 1, наприклад, гідромашини 210.25, отримує обертання й обробляється складовим інструментом 2 з окремим проводом на свою вісь і з декількома струмознімачами для підведення електричного струму до обох половинок фрикційного диска. Розподільник не тільки обертається навколо своєї осі, але й робить разом з нею хитальний рух з радіусом, рівним радіусу сфери розподільника, за допомогою електродвигуна 4 і редуктора 5. Хитання здійснюється механізмом, що складається з електродвигуна 6, черв'ячного редуктора 7 і важелів-шатунів 8 з регулюванням кута хитання для повного обхвату робочої поверхні розподільника.

Уся ця система обертання й хитання розподільника може наблизитися з певним зусиллям або на задану відстань до дисків 2, вісь яких жорстко фіксована й обертається з 2000÷2400 об/хв., забезпечуючи окружну швидкість до 50-80 м/с. Для регулювання обертів розподільника та частоти хитання двигуни 4 і 6 працюють на постійному струмі.

Для випробувань на тертя зміцнених поверхонь блоку гідроциліндрів і розподільників була застосована експериментальна установка, створена на базі твердоміра [81].

Було здійснено кілька серій експериментів. У першій серії визначалася ефективність впливу комбінованого методу зміцнення на триботехнічні характеристики пари тертя, що складається зі сталевого зміцненого розподільника та серійного заводського блоку з бронзи БрО-12. Матеріал розподільників був різний: заводський з азотованої сталі 38Х2МЮА, а також загартованої сталі 40Х зі зміцненням.

У другій серії експериментів обидва контртіла були виконані зі сталі 40Х. Зміна температури мастила у ванні залежно від навантаження в парі тертя торцевих сферичних поверхонь блоку циліндрів і розподільника, підданого зміцнювальній технології, показана на рис. 6.3.

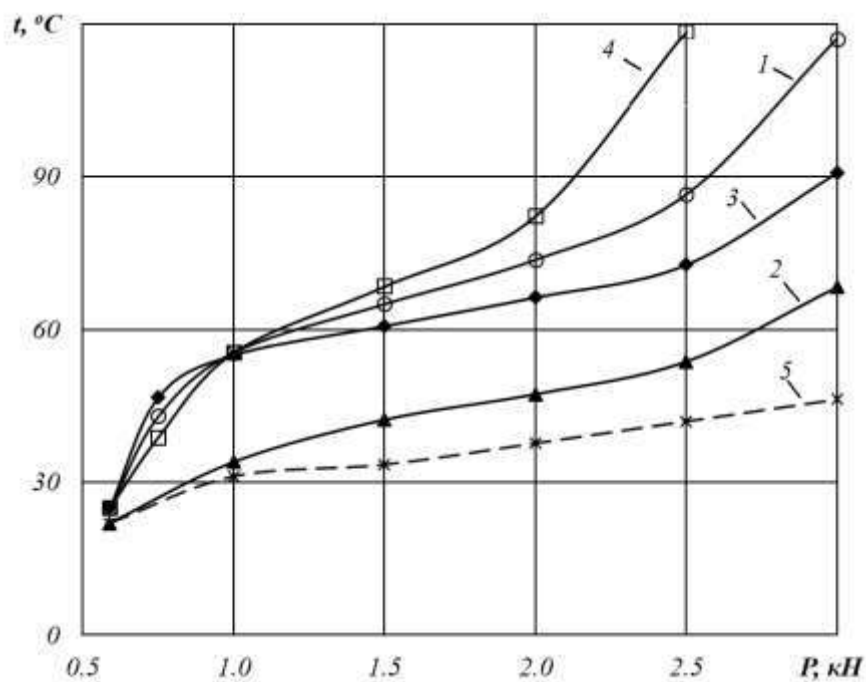


Рис. 6.3 Вплив нормального навантаження на температуру мастила у ванні при випробуванні пари блок-розподільник, (4 м / с; масло АУ); Криві: 1 – блок з БрО12, розподільник зі сталі 38Х2МЮА; 2 – блок з БрО12, розподільник зі зміцненої сталі 40Х (за рис. 6.2, а); 3 – блок з 40Х гартований і зміцнений; розподільник з гартованої і зміцненої сталі 40Х (за рис. 6.2, а); 4 – блок і розподільник з гартованої сталі 40Х без зміцнення; 5 – за аналогією з (2), тільки розподільник, зміцнений за схемою рис. 6.2, б

У порівнянні із заводською парою (бронзовий блок – розподільник з азотованої сталі 38Х2МЮА) застосування зміцненого розподільника із

загартованої сталі 40X викликає відчутне зниження температури, що видно по кривих 1 і 2, і особливо за схемою рис. 6.2, б (крива 5 на рис. 6.3). Як впливає з кривої 3, температура мастила спочатку швидко піднімається, а потім її підвищення з ростом навантаження сповільнюється. У результаті при навантаженні 1,8 кН температура мастила у ванні стає навіть меншою, ніж при випробуванні серійної заводської пари (криві 3 і 1). Сталева ж пара із гартованої сталі 40X призводить до швидкого нагрівання мастила у ванні при невеликому нормальному навантаженні близько 1,9 кН, як це видно по кривій 4 на рис. 6.3. Випробування пари, складеної з блоку зі сталі 40X і такого ж розподільника, показало зміну температури, виражену кривою 3 на рис. 6.3.

Таку відмінність кривих 3, 4 можна пояснити особливістю тертя білих шарів, які мають підвищену температурну стійкість, включаючи стійкість на задирки. Слід зауважити, що вимірювання твердості зміцненої комбінованим методом робочої поверхні сталевого розподільника в середньому показало  $10,8 \times 10^3$  МПа, що було вище твердості азотованої поверхні –  $9,5 \times 10^3$  МПа. Крім того, білий шар, що утворився після електрофрикційної обробки, мав товщину 320 мкм, що дозволило застосувати тонку шліфовку, а потім притирання, практично зберігаючи після цього високу твердість нової поверхні із залишковою глибиною близько 250 мкм.

Випробування на зношення зміцненого за рис. 6.2, а розподільника в парі зі сталевим блоком зі сталі 40X, зміцненого за схемою рис. 6.1, показало результати, представлені кривими 1, 2 на рис. 6.4.

Крива 1 на рис. 6.4 показує зміну зношення в часі зміцненого розподільника зі сталі 40X по зміцненому блоку з такої саме сталі. При порівнянні кривої 1 на рис. 6.4 з кривою 1 на рис. 6.5 видно, що вона лежить дещо вище. Це відповідає дещо більшому зношенню зміцненого розподільника при терті по блоку зі зміцненої сталі 40X, ніж по блоку з бронзи, але все ж меншому зношенню в порівнянні зі зношенням заводського розподільника з азотованої сталі 38X2МЮА по блоку з бронзи (крива 2 на рис. 6.5). Зношення розподільника, зміцненого за схемою рис. 6.2, б, показане кривою 3 на рис. 6.4.

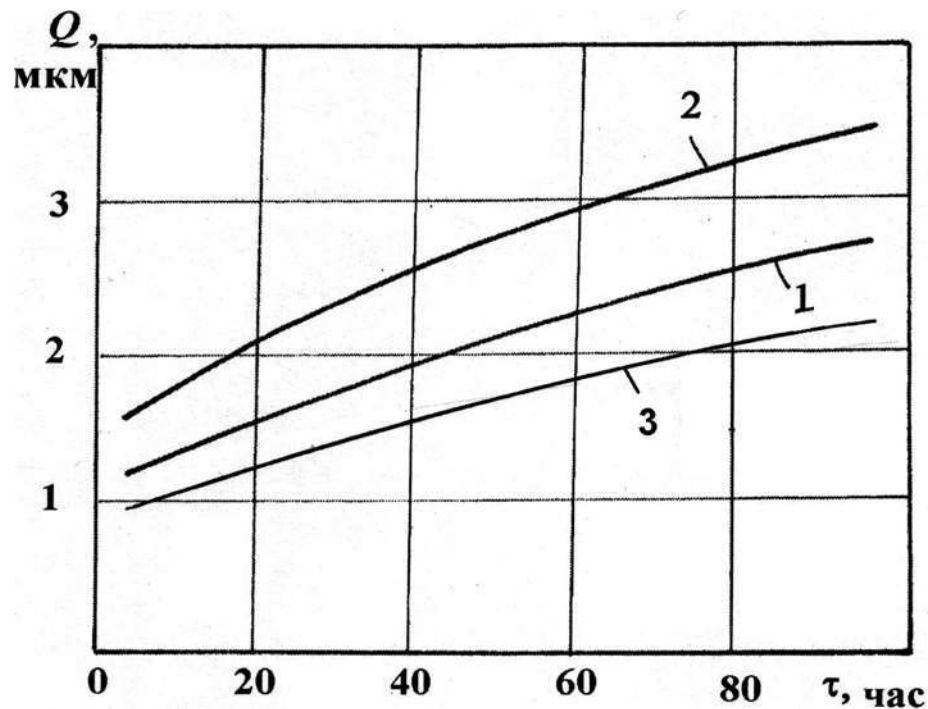


Рис. 6.4 Вплив зміцнення сталевих сферичних поверхонь розподільника і блоку на зношення (4 м/с; 1,5 кН; масло АУ) Криві: 1 – зношення розподільника із зміцненої сталі 40Х при терті по зміцненому блоку з такої саме сталі; 2 – зношення зміцненого блоку зі сталі 40Х по зміцненому розподільнику з тієї самої сталі; 3 – зношення зміцненого розподільника за схемою рис. 6.2, б

Наведені на рис. 6.3, 6.4 і 6.5 експериментальні дані, отримані в лабораторних умовах, вимагали перевірки на реальних гідромашинах. З цією метою було випробувано кілька аксіально-поршневих гідромашин типу 210.25. Випробування проводилися на гідравлічному стенді з рекуперацією енергії. З огляду на ряд обставин, включаючи матеріальні затрати, ми не змогли здійснити тривалі експерименти, а тільки перевірочні. Тому тривалість натурних випробувань становила 100 годин.

Для визначення зношення контактуючих поверхонь блоку гідроциліндрів і розподільника використовували метод штучних баз. Однак базові позначки не вирізалися спеціальним пристосуванням, а наносилися твердоміром ПМТ-3 при навантаженні 100 г для сталевих поверхонь і 50 г для бронзових. Мітки наносилися на кільцевих доріжках і на перемичках. Випробування здійснювали при тиску в гідросистемі 16 МПа і при 1500 об/хв. Тиск до 16 МПа піднімався поступово протягом години. Температура мастила не піднімалася вище 80° С при



наявності холодильника з примусовим обдуванням повітрям. При цьому застосовувався метод прискореного припрацювання [18]. Отримані дані щодо зношення представлені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

**Вплив виду обробки і матеріалів сферичних поверхонь блока циліндрів і розподільника гідромашини 210.25 на їх зношення**

№№ п/п	Пара тертя	Знос блоку циліндрів, мкм	Знос розподільника, мкм
1	Заводська: блок циліндрів з бронзи Бр012; розподільник з азотованої сталі 38Х2МЮА	8	5
2	Блок циліндрів заводський з бронзи; розподільник із сталі 40Х гартованої і зміцненої комбінованою обробкою з наступним тонким шліфуванням (схема рис. 6.2, а)	4	3
3	Блок циліндрів сталевий із гартованої сталі 40Х із зміцненням комбінованим методом і наступним тонким шліфуванням, розподільник сталевий із сталі 40Х, гартований і зміцнений за схемою рис. 6.2, а	5	3
4	Блок циліндрів з бронзи Бр012, розподільник із сталі 40Х, гартований за схемою рис. 6.2, б	3	2
5	Блок циліндрів із сталі 40Х після гартування і зміцнення за схемою рис. 6.1, розподільник з бронзи	2	3

З даних цієї таблиці видно, що використання комбінованої обробки розподільника (позиція 2) або блоку циліндрів і розподільника (позиція 3) дає невелике зношення в порівнянні із заводською парою (позиція 1). Крім того, ці дані також вказують на можливість заміни бронзових блоків гідроциліндрів сталевими, що дозволяє не тільки економити кольорові метали, а й підвищити тиск мастила в системі. Однак тут необхідно підкреслити, що заміна бронзи сталлю призведе до появи пари зі сталі циліндропоршневої групи. У цьому випадку для підвищення зносостійкості і здатності навантаження пар слід використовувати метод рухомих або нерухомих вставок [18], апробований у реальних гідромашинах.

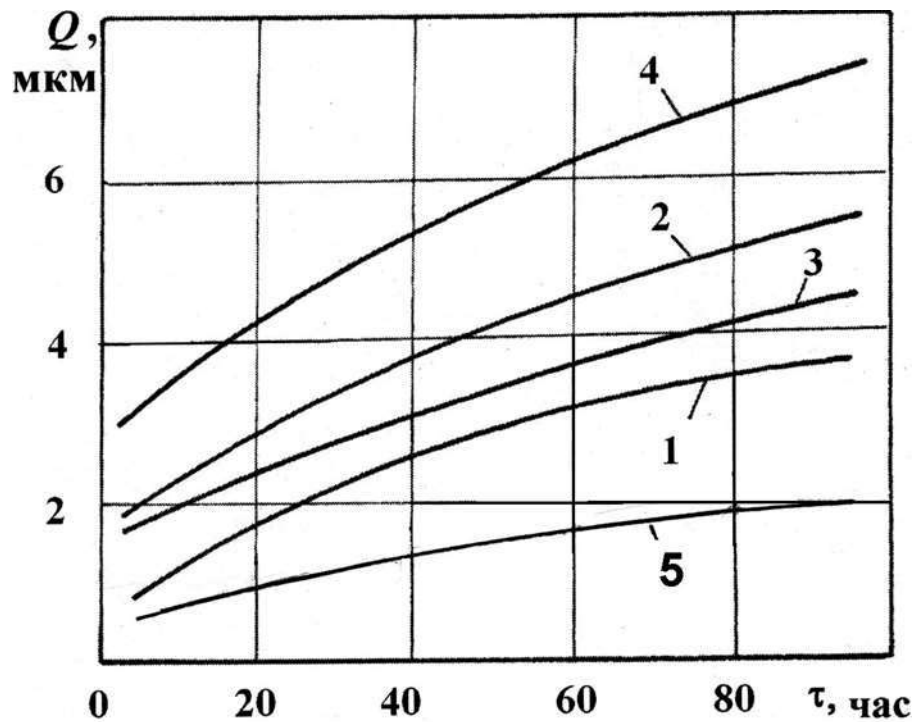


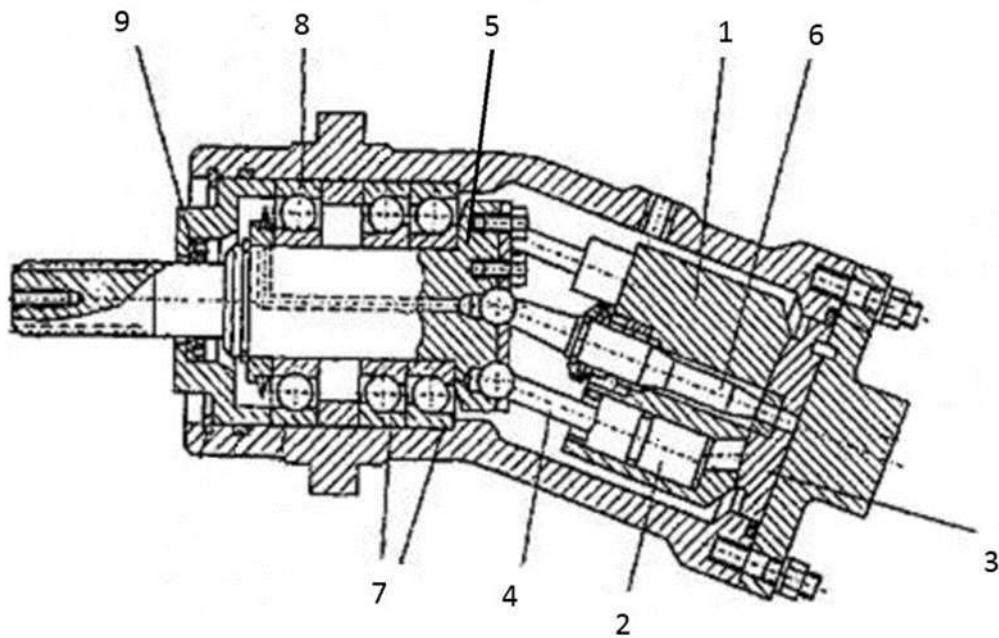
Рис 6.5 Вплив зміцнення розподільника зі сталі 40X при терті по бронзовому блоку на зношення елементів пари (4 м/с; 1,5 кН; масло АУ) Криві: 1 – зношення розподільника зі сталі 40X, зміцненого комбінованим методом за схемою рис. 6.2, а, при терті по блоку з бронзи; 2 – зношення заводського розподільника зі сталі 38X2МЮА по бронзовому блоку; 3 – зношення блоку з БрО-12 по зміцненню розподільника зі сталі 40X (за схемою рис. 6.2, а); 4 – зношення блоку з бронзи по заводському розподільнику зі сталі 38X2МЮА; 5 – зношення розподільника, зміцненого за схемою рис. 6.2, б, при терті об бронзовий блок

Відзначимо, що в лабораторних умовах були підготовлені зміцнені розподільники і після притирання з бронзовими блоками зібрані в кількох гідромашинах 210.25. Такі гідромашини були відправлені на завод для випробувань. За попередніми даними встановлено, що зношення пари майже на 30% менше, ніж заводської з азотованим розподільником і бронзовим блоком, що підтверджує ефективність фрикційно-електричного методу.

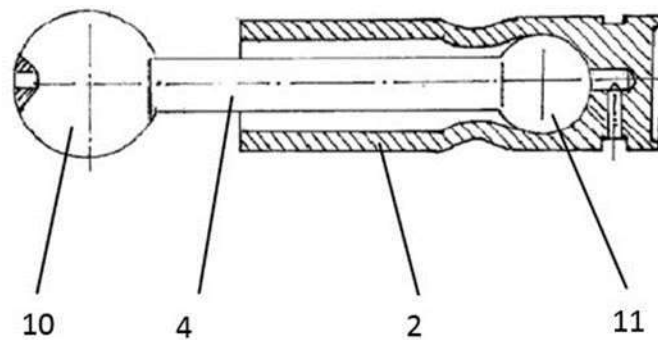
## **6.2 Нетрадиційні шляхи підвищення експлуатаційних характеристик аксіально-поршневих гідромашин з урахуванням можливостей ремонту**

Як і всі вироби техніки, аксіально-поршневі гідромашини мають обмежений термін служби в основному через зношування їх деталей. Існують й інші причини. Наприклад, розрив шлангів високого тиску, тріщини в корпусі, поломка підшипників, заклинювання поршнів у блоках циліндрів, відрив шатунів від упорних напівсфер, пошкодження ущільнень тощо. Зауважимо, що в експлуатаційних умовах або в умовах невеликих майстерень ремонт аксіально-поршневих гідромашин, як правило, не виконують, а відсилають їх на спеціалізовані заводи-виробники. Незважаючи на значний прогрес у наукових дослідженнях і конструкційних розробках, пов'язаних з АПГ, тим не менш, існує ряд проблем, які потребують проведення науково-дослідницьких робіт, спрямованих на підвищення експлуатаційної надійності АПГ, встановлених на засобах транспорту.

Для наочності розглянемо загальні основні вузли тертя аксіально-поршневих гідромашин на прикладі машини нерегульованого типу, представленої на рис. 6.6, *а* й окремо її поршнів з хитними штоками на рис. 6.6, *б*.



*a*



*б*

Рис. 6.6 Аксіально-поршнева гідромашина та її основні пари тертя: *a* – гідромашина; *б* – поршень; 1 – блок циліндрів; 2 – поршень; 3 – розподільник; 4 – шток; 5 – опорний диск; 6 – шип; 7, 8 – підшипники; 9 – ущільнення; 10, 11 – сферична поверхня

Як випливає з малюнка, конструкція гідромашини містить такі пари тертя. Перш за все, це поршні 2, що здійснюють зворотно-поступальні рухи в отворах блоку 1. Таких отворів сім. Блок виконаний, як правило, з високоолов'янистої бронзи БрО-12, а поршні зроблені з азотованої сталі 38ХМЮА. Класичний добір матеріалів. Щоправда, така бронза є дуже вартісною і, крім того, через

недостатню міцність обмежує збільшення тиску робочої рідини вище 180-200 атм. Якщо таку бронзу замінити сталлю, що позитивно позначиться на збільшенні міцності блоку гідроциліндрів, натомість це вимагатиме не тільки ускладнення технології виготовлення сталевого блоку шляхом застосування його термічної обробки й прецизійного шліфування, а й викликає необхідність змінювати поєднання матеріалів інших пар тертя, як і заходів підвищення зносостійкості сталевій парі блок-поршні. І в першу чергу – виготовляти розподільник не із сталі, а, наприклад, з бронзи. Умови тертя деталей в гідромашині досить жорсткі. Тому при експлуатації на робочих поверхнях спостерігаються задирки і зони захоплення як на юбках поршнів, так і на їх гідроциліндрах.

Наступна пара тертя – торцева сферична поверхня блоку гідроциліндрів 1 і притерта до неї поверхня розподільника 3 (рис. 6.6). Раніше їхні поверхні робили плоскими. Від якості виготовлення таких поверхонь залежить спроможність гідромашини виконувати свої функції при малих витоках робочої рідини. До того ж через різне торцеве притискання в зонах високого й низького тиску виникає неоднакове зношення контактуючих поверхонь і навіть віджим з одного боку з утворенням клина. При цьому навіть невелика кількість абразивних частинок в мастилі позначається насамперед на зношенні цих поверхонь, викликаючи поздовжні риски, підвищене зношення і витоки.

Передача тиску мастила від поршнів або до них здійснюється хитними штоками 4. Вони мають сферичні поверхні на своїх кінцях 10, 11 (рис. 6.6, б), які спільно з опорами є підшипниками ковзання. За прийнятою технологією одна сферична поверхня кожного штока закріплена всередині поршня шляхом зачухування частини його циліндричної поверхні. Тертя відбувається між сферою штока і сферичною внутрішньою торцевою поверхнею поршня – сталь по сталі. Кожна зовнішня сферична поверхня штоків контактує з бронзовим або залізним опорним диском 5.

Конструкція гідромашин забезпечена центральним направляючим шипом 6 (рис. 6.6, а), який має дві поверхні тертя по своїх краях.

Вал гідромашини оснащений підшипниками кочення 7, 8. Незважаючи на хороші умови змазування, він схильний до всіх видів зношення і часто виходить з ладу, не досягаючи піттингу.

Зрештою, ущільнення 9. Вони також самі зношуються і зношують поверхню вихідного вала. Із зовнішнього боку вони часто перебувають в запиленому середовищі, особливо при роботі гідромашин у польових умовах, у шахтах, на будівельних ділянках доріг тощо (рис. 6.7).



Рис. 6.7 Гідромотор 210.25 у приводі автодорожнього крана при здійсненні будівельних робіт

З наведеного короткого переліку пар тертя можна зробити висновок, що вони досить різноманітні і працюють у різних умовах. Тому єдиних рекомендацій і методів, що підвищують їх довговічність, може бути не так вже й багато. Тим більше, вибір матеріалів деталей і робочого гідравлічного мастила є досить виправданим практикою підвищення експлуатаційної довговічності аксіально-поршневих гідромашин. Розглянемо деякі прогресивні шляхи.

Найбільш універсальним засобом управління довговічністю перерахованих вище пар тертя аксіально-поршневих гідравлічних машин є поліпшення властивостей робочого середовища шляхом застосування різних домішок. У цьому напрямку, на нашу думку, слід віддати перевагу створенню умов прояву ефекту П.О. Ребіндера [21]. Проведені експерименти показали, що додавання в гідравлічне мастило 1,5-2% олеїнової кислоти значною мірою знижує коефіцієнт тертя, зношення поверхонь, збільшує в півтора рази допустиме граничне навантаження і знижує час припрацювання або обкатки поверхонь у 8-10 разів. Що перевірено в лабораторних умовах не тільки на модельних зразках, але й на самих гідромашинах. На рис. 6.8 добре видно різницю якості припрацювання поршнів гідромашин за заводським режимом протягом 8 годин при 5 МПа. (рис. 6.8, *а*) і за рекомендованим режимом із застосуванням поверхнево-активної домішки до мастила із скороченням часу припрацювання до 20 хвилин і збільшеним ступінчасто навантаженням до 200 МПа (рис. 6.8, *б*).

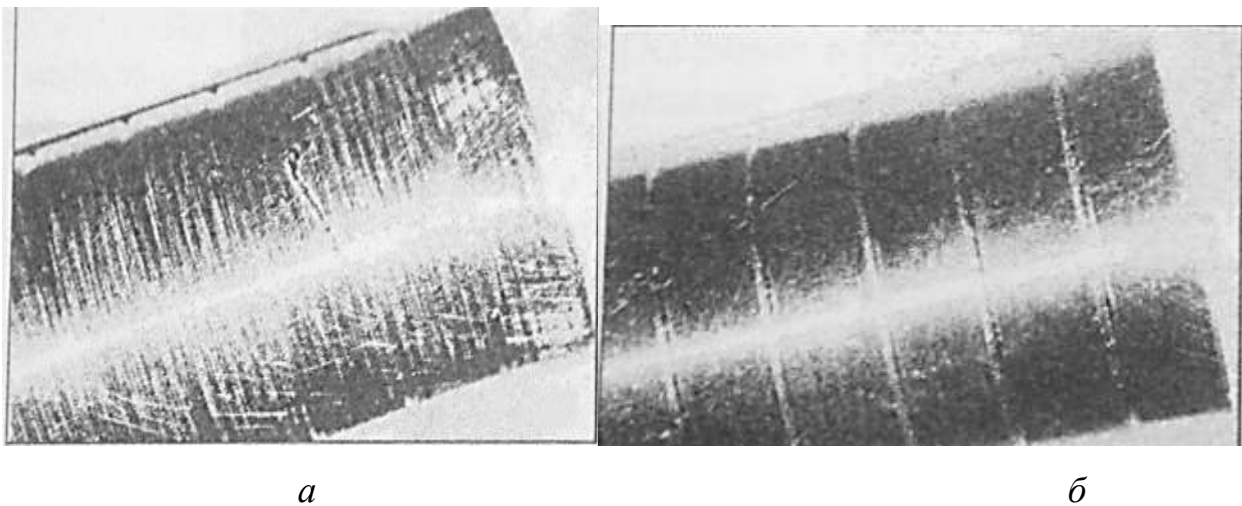


Рис. 6.8 Поверхні тертя поршнів після припрацювання: *а* – 8 годин за заводським режимом при 5 МПа; *б* – експериментальна, рекомендована 20 хвилин із застосуванням поверхнево-активної домішки при 20 МПа.

На рис. 6.9 показано припрацювання торцевої поверхні блоку циліндрів безперервним одноманітним тертям за заводським режимом (рис. 6.9, *а*) і з

експериментальним з використанням 2% поверхнево-активної домішки протягом 20 хв. із підвищенням тиску до 20 МПа на рис. 6.9, б.

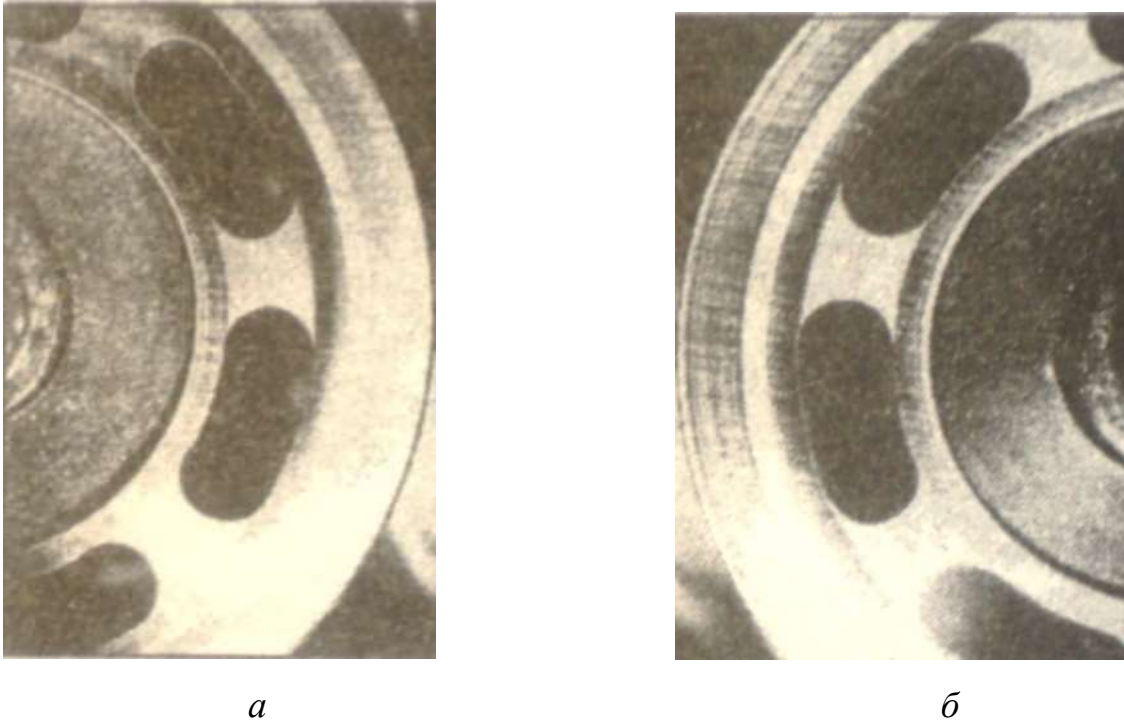


Рис. 6.9 Вплив поверхнево-активних домішок на припрацювання поверхні тертя блоку циліндрів: *а* – безперервне одноманітне тертя за заводською технологією 8 годин, 5 МПа; *б* – припрацювання з використанням 2% поверхнево-активної домішки 20 хв., 20 МПа.

Другим узагальненим для всіх деталей методом підвищення їх довговічності може бути створення умов для прояву ефекту вибіркового переносу, відкритого Д.М. Гаркуновим [22, 104]. Однак уся складність застосування на практиці цього відкриття полягає у використанні спеціального середовища.

Найкраще підходять середовища, що містять гліцерин. Тоді на сталевих парах тертя виникають тонкі плівки міді, що робить процес тертя майже безносним. Нами були випробувані такі пари тертя і показано утворення плівок міді товщиною близько 3 мкм на сталевих поверхнях, включаючи підшипники



кочення через 20 хв. після припрацювання (рис. 6.10, *а*) і після 5 годин роботи (рис. 6.10, *б*).

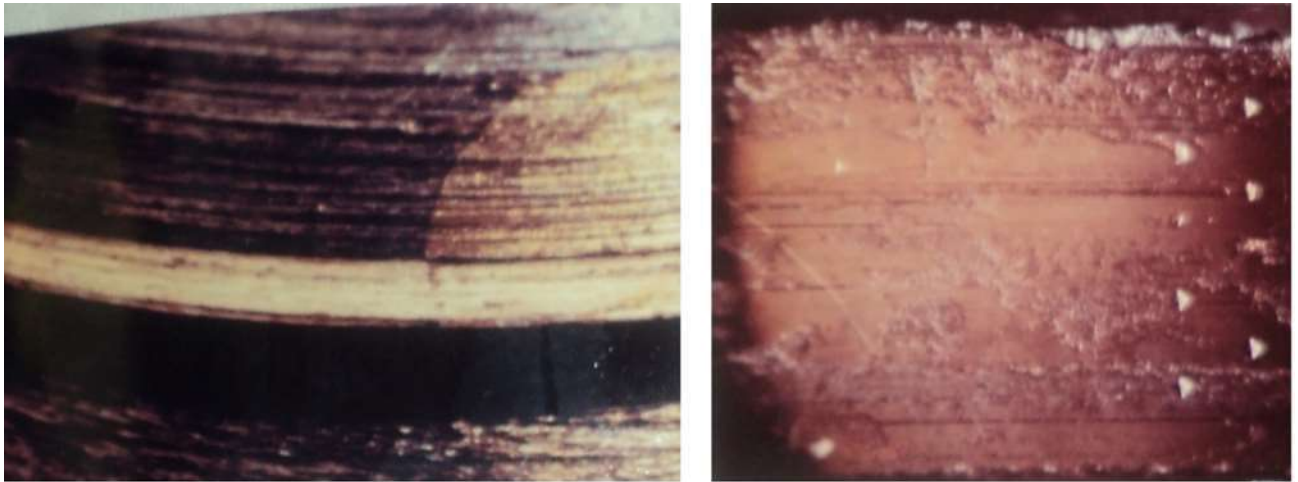
*а**б*

Рис. 6.10 Утворення плівки міді на сталевих поверхнях гідромашин: *а* – через 20 хв. роботи; *б* – через 5 годин. Робоче середовище: веретенне гідравлічне мастило АУ з домішкою 20% гліцерину

Далі при проведенні подальших досліджень нами були випробувані пари тертя, що містять спеціальні тверді мастильні вставки. Цей метод рухливих твердих вставок з активних мастильних матеріалів було розглянуто вперше в роботах [86]. Виявилося, що активні тверді мастильні матеріали, виконані у вигляді рухомих вставок, здатні в багато разів (до 10) покращувати умови тертя, особливо для пар сталь-сталь. Була проведена оцінка ефективності такого методу на ряді вузлів аксіально-поршневих гідромашин, що працюють на рекомендованих стандартних мастилах. Такий метод при своїй високій ефективності, включаючи можливість заміни пар сталь-бронза на пари сталь-сталь з великою економічністю, проте має недолік, оскільки вимагає на одній з деталей пари робити невеликі кишені для монтажу рухомих вставок зі спеціальних сполук.

Отримані експериментальні дані щодо оцінки ефективності розглянутих методів підвищення довговічності аксіально-поршневих гідромашин

узагальнено в таблиці 6.2. У ній же вказані головні недоліки, які стримують, на наш погляд, широке використання цих методів.

Була також розглянута можливість створення спеціального рельєфу на поверхнях тертя деталей гідромашин. Отримані результати ми маємо намір викласти в наступній публікації.

**Таблиця 6.2**

**Нетрадиційні методи підвищення довговічності аксіально-поршневих гідромашин**

№	Метод	Підвищення зносостійкості, раз	Підвищення навантажувальної здатності деталі, МПа	Заміна бронзи на сталь	Основний недолік
1	Використання ПАР до робочої рідини	3	30	Заводська пара	Обов'язкова присадка ПАР (1,5-2%)
2	Створення умов для виникнення вибіркового переносу	2-4	25	Заводська пара	Гліцерин або суміші мастил
3	Застосування активних твердих змазок	2-3	30-40	Сталь по сталі	Необхідно робити вузькі кишені для вставок
4	Заводські умови, експлуатація гідромашин 210.25 (взяті за одиницю в п. 1-3)	1	16	Блок з бронзи Розподільник – сталь	Бажано підняти параметри з економією бронзи

З таблиці 6.2 видно, що зміною властивостей робочої рідини масла ИС-20 або 30 можна значно збільшити експлуатаційні характеристики гідромашин (див. п. 1, 2). Однак це слід виконувати в експлуатаційних умовах, що в даний час уявляється важко здійснимим не через матеріальні затрати, а через людський фактор, обумовлений байдужістю до техніки. Застосування вставок щодо п. 3 мало залежить від експлуатаційників і застосовуваного мастила, але вимагає певних затрат, хоча й незначних при виготовленні або відновленні аксіально-поршневих гідромашин. До того ж такі гідромашини, оснащені рухомими вставками, можуть працювати на воді, за винятком підшипників кочення. Вплив активних твердих мастил на роботу підшипників кочення ми маємо намір викласти в наступних статтях.

### **Висновки до розділу 6**

1. Для здійснення фрикційно-електричної обробки потрібно застосовувати спеціальні пристрої, пристосовані до форми реальних зміцнювальних поверхонь
2. Застосування рельєфу на зміцнюючому інструменті дозволяє отримати більш якісні, зносостійкі робочі поверхні.
3. На прикладі блоку гідроциліндрів і розподільника аксіально-поршневих гідромашин показано перевагу фрикційно-електричної обробки над азотуванням, що проявляється в підвищеній у півтора-два рази зносостійкості.
4. Зміцнення сталевих сферичних поверхонь і їх зносостійкість у парі блок гідроциліндрів – розподільник при різних поєднаннях зміцнення залежить від схеми зміцнення.
5. Вивчено умови роботи пар тертя деталей аксіально-поршневих гідромашин і показано реальні шляхи застосування ряду триботехнічних методів.

6. Встановлено, що найбільш простими в застосуванні методами, що підвищують ефективність роботи вузлів тертя аксіально-поршневих гідромашин, є такі:
- використання поверхнево-активних домішок до робочої рідини – гідравлічного мастила;
  - створення умов прояву вибіркового перенесення з утворенням на сталевих деталях тонкої плівки міді;
  - застосування рухливих вставок з активних матеріалів.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Об'єктом досліджень обрані аксіально-поршневі гідромашини, які широко застосовуються в транспортній техніці. Їх надійність найчастіше визначає не тільки функціональність засобів транспорту, а й їх безаварійність і безпеку.

2. Незважаючи на досконалість існуючих конструкцій АПГ, існують питання, які потребують вирішення з метою підвищення їх терміну служби, що зумовило напрям досліджень.

3. В результаті проведених досліджень нерівномірного зносу і витоків циліндро-поршневих пар і сферичних поверхонь блоку циліндрів, для підвищення терміну їх служби вперше запропоновано використання мікроканалок і мікропоглиблень порядку 100-400 мкм, виконаних на робочій поверхні, що зменшує знос на 30-40%.

4. Встановлено, що в кілька разів підвищити довговічність сферичних опор шатунів, циліндричних поверхонь поршнів, сталевих розподільників і підшипників кочення АПГ можна шляхом електромагнітного зміцнення із застосуванням спеціально включених пристосувань і схем впливу магнітного поля

5. Отримав розвиток метод електромагнітного зміцнення, що дозволив в 1,8-2,5 разів підвищити довговічність сферичних опор шатунів, циліндричних поверхонь поршнів, сталевих розподільників і підшипників кочення АПГ залежно від обраної схеми електромагнітної дії, напруженості поля, його змінності, тривалості, часу витримки після припинення дії, що може бути використано на виробництві. Вперше запропоновано комбінована обробка розподільників шляхом магнітного зміцнення з нанесенням мідної плівки виборчим перенесенням з нівелюванням впливу водню. Встановлено, що пропускання електромагнітного поля в динамічних умовах через підшипники кочення підвищує їх зносостійкість і втомну міцність до декількох разів.

6. Зменшити знос розподільника і блоку циліндрів на 30% можна застосуванням високошвидкісного фрикційного знакозмінного методу зміцнення за допомогою запропонованого в дисертації спеціального пристрою, що утворює суцільні білі шари товщиною до 90-120 мкм.

7. Встановлено, що ефективність фрикційного зміцнення може бути істотно підвищена за рахунок застосування комбінованого фрикційно-електричного зміцнення з пропущенням струму між зміцнювальними дисками і сталеву деталлю, що підвищує товщину білих шарів до 250-350 і більше мікрометрів, і дозволяє навіть використовувати заключне тонке шліфування без зниження якості зміцнених поверхонь.

8. Для здійснення досліджень застосовувалися оригінальні методи, установки і пристосування. Отримані результати дозволили розробити практичні рекомендації з актами про намір впроваджень.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
2. Крагельский И. В. Трение, изнашивание и смазка: справочник / И. В. Крагельский, А. А. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – 400 с.
3. Демкин Н. Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н. Б. Демкин, Э. В. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.
4. Демкин Н. Б. Контактное состояние шероховатых поверхностей / Н. Б. Демкин. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
5. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах / Б. И. Костецкий. – К.: Техніка, 1970. – 396 с.
6. Надежность и долговечность машин / Б. И. Костецкий, И. Г. Носовский, Л. И. Бершадский, А. К. Караулов. – К.: Техніка, 1975. – 408 с.
7. Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И. Костецкий, И. Г. Носовский, А. К. Караулов, Л.И. Бершадский и др. – Киев: Техніка, 1976. – 206 с.
8. Костецкий Б.И. Механо-химические процессы при граничном трении / Б. И. Костецкий, М. Э. Натасон, Л. И. Бершадский. - М.: Наука, 1972. – 153 с.
9. Голего Н. Л. Фреттинг-коррозия металлов / Н. Л. Голего, А. Я. Алябьев, В. В. Шевеля. - К.: Техніка, 1974. – 272 с.
10. Носовский И. Г. Влияние газовой Среды на износ металлов / И. Г. Носовский. – К.: Техніка, 1968. – 168 с.
11. Голего Н. Л. Технологические мероприятия по борьбе с износом в машинах / Н. Л. Голего. – Москва-Киев: Госуд. научн.-технич. изд-во машиностроит. литературы, 1961. – 193 с.
12. Голего Н. Л. Схватывание в машинах и методы его устранения / Н. Л. Голего. – К.: Техніка, 1966. – 231 с.
13. Хрущов М. М. Исследования изнашивания металлов / М. М. Хрущов, М. А. Бабичев. – М.: Изд. АН СССР, 1960. – 352 с.

14. Евсеев Д. Г. Формирование свойств поверхностных слоев при абразивной обработке / Д. Г. Евсеев. – С.: Изд. Сарат. университета. 1975. – 127 с.
15. Виноградов В. Н. Абразивное изнашивание / В. Н. Виноградов, Г. В. Сорокин, М. Г. Колокольников. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с.
16. Боуден Ф. П. Трение и смазка твердых тел / Ф. П. Боуден, Д. Тейбор – М.: Машиностроение, 1968. – 543 с.
17. Кузьменко А. Г. Скрэч-метод определения трибологических свойств поверхности / А. Г. Кузьменко, Б. С. Волынский Ч.1 // Problems of Tribology (Проблемы трибологии). – 1998. – № 1. – С. 3-19.
18. Евдокимов В. Д. Трибология знакопеременного трения: [монография] / В. Д. Евдокимов. – Одесса: Интерпринт, 2011. – 432 с.
19. Евдокимов В. Д. Экзоэлектронная эмиссия при трении / В. Д. Евдокимов, Ю. И. Семов. – М.: Наука, 1973. – 150 с.
20. Евдокимов В. Д., Клименко Л. П., Евдокимова А. Н. Технология упрочнения машиностроительных материалов: справочник / В. Д. Евдокимов, Л. П. Клименко, А. Н. Евдокимова. – Одесса, Николаев: Изд. НГТУ, 2006. – 352 с.
21. Евдокимов В. Д. О проявлении адсорбционного понижения прочности при реверсивном трении скольжения / В. Д. Евдокимов, П. А. Ребиндер // ДАН СССР. – 1969. – Т. 185. – № 6. – С. 48-52.
22. Гаркунов Д. Н. Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
23. Гаркунов Д. Н., Суранов Г. И., Коптяева Г. Б. О природе повышения износостойкости деталей и инструмента магнитной обработкой / Д. Н. Гаркунов, Г. И. Суранов, Г. Б. Коптяева // Трение и износ. – 1982. – № 2. – С. 496-498.
24. Дроздов Ю. А. Противозадирная стойкость трущихся тел / Ю. А. Дроздов, В. Г. Ачергов, В. И. Смирнов. – М.: Наука, 1981. – 139 с.
25. Дроздов Ю. Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник. / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.



26. Олейник Н.В. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин / Н. В. Олейник, В. П. Кычин, А. Л. Луговской. – К.: Техніка, 1984. – 151 с.
27. Шевеля В. В. Фреттинг-усталость металлов / В. В. Шевеля, Г. С. Калда. – Хмельницкий: Поділля, 1998. – 299 с.
28. Упрочнение стали механической обработкой / Г. В. Карпенко, Ю. И. Бабей, И.В. Карпенко, Э. В. Гутман. – К.: Наукова думка, 1966. – 202 с.
29. Федорченко И. М. Исследование материалов для тормозных и передаточных устройств / И. М. Федорченко, Д. Я. Ровинский, Е. Л. Шведков. – К.: Изд. «Наукова думка», 1976. – 199 с.
30. Семенюк Н.Ф. Моделирование шероховатых изотропных поверхностей / Н. Ф. Семенюк, Е. В. Терлецкая // Problems of Tribology (Проблемы трибологии). – 1998. – № 1. – С. 83-98.
31. Рыжов Э. В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин / Э. В. Рыжов. – К.: Наукова думка, 1984. – 272 с.
32. Браун Э. Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
33. Запорожец В. В. Диагностика узлов трения авиационной техники и спецмашин / В. В. Запорожец, В. А. Бердинский. – К.: КИИГА, 1987. – 164 с.
34. Прейс Г. А. Повышение износостойкости деталей оборудования предприятия пищевой промышленности / Г. А. Прейс. – М.-К.: Машгиз, 1963. – 283 с.
35. Голубец В. М. Долговечность белого слоя при абразивном изнашивании / В.М. Голубец, Ю. И. Бабей // ФХММ. – 1974. – № 4. – С. 54-56.
36. Маталин А. А. Технологические методы повышения долговечности деталей машин / А. А. Маталин. – К.: Техніка, 1971. – 144 с.
37. Рыбакова Л. М. Структура и износостойкость металла / Л. М. Рыбакова, Л. И. Куксенова. – М.: Машиностроение, 1982. – 212 с.
38. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин / Ю. А. Розенберг. – М.: Машиностроение, 1970. – 312 с.

39. Бабей Ю. И. Механическая обработка как способ повышения долго-вечности конструкционных сплавов в активных средах / Ю. И. Бабей // ФХММ. – 1979. – № 2. – С.3-14.
40. Гурей В. М. Фрикционно-упрочняющая обработка деталей из серого чугуна / В. М. Гурей, З. Г. Дуцяк, В. Г. Любимов // Вестник машиностроения. – 1981. – № 3. – С. 63-65.
41. Евдокимова А. Н. Знакопеременное высокоскоростное трение и его технологические возможности / А. Н. Евдокимова. – Киев-Одесса: Консалтинг, УМАОИ, 1997. – 210 с.
42. Малыгин Б. В. Магнитное упрочнение инструмента и деталей машин / Б. В. Малыгин. – М.: Машиностроение, 1989. – 112 с.
43. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей машин электромеханической обработкой / Б. М. Аскинази. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 200 с.
44. Гурей В. М. Влияние фрикционно-упрочняющей обработки на сопротивление изнашиванию при трении качения в масляно-абразивной среде некоторых сталей и серого чугуна / В. М. Гурей, Ю. А. Бабей // ФХММ. – 1978. – № 3. – С. 58-62.
45. Влияние фрикционно-упрочняющей обработки на структуру, фазовый состав и износостойкость стали и чугуна. / Ю. И. Бабей, В. М. Гурей, А. Г. Драчинская, В. А. Андриющенко // Металлофизика. – 1980. – Т. 2. – № 6. – С. 110-117.
46. Бабей Ю. И. Защита стали от коррозионно-механического разрушения / Ю. И. Бабей, Н. Г. Сорунюк. – Киев: Техніка, 1981. – 125 с.
47. Бабей Ю. И. Об аномальном ускорении диффузии при образовании белых слоев / Ю. И. Бабей // ФХММ. – 1975. – № 4. – С. 104-106.
48. Щур Е. А., Кащеева И. И. Структура и свойства белых слоев, образующихся при высоких скоростях трения / Е. А. Щур, И. И. Кащеева // ФХММ. – 1978. – № 3. – С. 62-67.

49. Природа высокой микротвердости поверхностей, упроченных трением / Г. В. Самсонов, В. И. Ковтун, И. И. Тимофеева, А. А. Рогозинская, А. Г. Винницкий // ФХММ. – 1973. – № 4. – С. 26-30.
50. Серегин С. А., Епифанов Ю. А. Повышение износостойкости материалов высокоскоростным трением / С. А. Серегин, Ю. А. Епифанов // Металловед, и термическая обработка металлов. – 1974. – № 11. – С. 61-63.
51. Гриффите Б. И. Образование белого слоя на обрабатываемых поверхностях и связь этого явления с образованием белого слоя на изношенных поверхностях / Б. И. Гриффите // Проблемы трения и изнашивания. – 1985. – Т. 107. – № 2. – С 18-24.
52. Серегин С. А. Температура контактной поверхности при обработке металлов трением быстровращающегося диска / С. А. Серегин, В. И. Люленков // В кн.: Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – С. 155-159.
53. Сидоренко Г. С., Игнатъева З. В., Балакин В. А. Исследование микроструктуры поверхностных слоев образцов, испытанных при кратковременном трении на скоростях скольжения 200-350 м/с / Г. С. Сидоренко, З. В. Игнатъева, В. А. Балакин // Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – С.146-150.
54. Евдокимова А. Н. Знакопеременность сдвиговых деформаций при высокоскоростном трении и шлифовании и свойства поверхностных слоев / А. Н. Евдокимова. - Киев-Одесса: Консалтинг, УМАОИ, 1998. – 113 с.
55. Евдокимова А. Н. Сравнительная оценка эффективности высокоскоростного одностороннего и реверсивного трения металлических сплавов: автореф. дис. канд. тех. наук : спец. 05.02.04 «Трение и износ» / А. Н. Евдокимова. - КНИГА, 1989. – 15 с.
56. Башта Т.М. Гидравлические машины и гидравлические приводы / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1970. – 560 с.
57. Основные пути повышения надежности гидроприводов. Гидравлика, пневматика, приводы. - №1(3)/2010.
58. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г.А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

59. Шахов А.В. Управление проектом функционирования ремонтнопригодных механических систем / А.В. Шахов, В. И. Чимшир // ОНМУ. – Одесса: Феникс, 2007. – 180 с.
60. А. с. 207131 СССР, МПК F16C 43/02, F16C 33/14. Способ повышения износостойкости пар трения скольжения / В. Д. Евдокимов (СССР). - № 766143/25-27; заявл 26.11.62; опубл. 08.12.67, Бюл. №1.
61. Гринчар Н.Г. Методы и средства повышения эксплуатационной надежности гидроприводов дорожных и строительных машин: дис. доктора технических наук: 05.05.04 / Николай Григорьевич Гринчар. – М., 2007. – 260 с.
62. Павлов А.И. Повышение надежности гидроприводов лесных машин: дис. доктора технических наук: 05.21.01 / Александр Иванович Павлов. – Йошкар-Ола, 2004. – 414с.
63. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М.: Машгиз, 1963. – 696 с.
64. Лозовский В. Н. Надежность гидравлических агрегатов / В. Н. Лозовский. – М.: Машиностроение, 1974. – 307 с.
65. Скрицкий В.Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В. Я. Скрицкий. – М.: Машиностроение, 1984. – 176 с.
66. Каталог-справочник, 2004-2005 [Электронный ресурс] / НПКФ «Гидравлика». – Харьков, 2005. – Режим доступа: [http://hydraulica.com.ua/files/hydraulica\\_catalog.pdf](http://hydraulica.com.ua/files/hydraulica_catalog.pdf)
67. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем / А. А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.
68. Ащеулов А. В. Анализ интенсивностей отказов гидравлического оборудования / А. В. Ащеулов // Гидравлика, пневматика, приводы. - №1(3)/2010 – С. 8-9.
69. Николенко И.В. Тенденции развития и технический уровень аксиально-поршневых гидромашин с регулируемым рабочим объемом / И. В. Николенко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – №1(3). – С. 48 – 54.

70. Mehta, V. Torque ripple attenuation for an axial piston swash plate type hydrostatic pump: noise considerations. A dissertation presented to the faculty of the Graduate School University of Missouri [Текст] / V. Mehta // Columbia. - 2006. – 119с.
71. Надежность объемных гидроприводов и их элементов / [Ю.А. Беленков, В.Г. Нейман, М.П. Селиванов и др.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
72. Зубова А.Ф. Надежность машин и аппаратов химических производств / А.Ф. Зубова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1978. – 215 с.
73. Надежность гидравлических систем воздушных судов / [Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головки и др.; Под ред. Т.М. Башты]. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
74. Сырицин Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / Т.А. Сырицин. – М.: Машиностроение 1990. – 248 с.
75. Муромцев Ю. Л. Безаварийность и диагностика нарушений в химических производствах / Ю. Л. Муромцев. – М.: Химия, 1990, - 144с.
76. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В. К. Свешников. - Библиотека конструктора. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004, - 512 с.
77. Свешников В. К. Основные пути повышения надежности гидроприводов / В.К. Свешников, А.Ю. Иванов, Ю.В. Дмитриевич. // Гидравлика, пневматика, приводы. - №1(3)/2010, - С. 4-7.
78. Sushil, K. CFD analysis of an axial piston pump. [Электронный ресурс] / Sushil Kumar // Thesis project submitted to obtain the degree of Doctor Engineer, PhD with European recognition, Fluid mechanics department Universidad Politecnica de Catalunya. - May 2010. – Режим доступа: [https://www.researchgate.net/profile/J\\_Bergada/publication/309537861\\_CFD\\_analysis\\_of\\_an\\_axial\\_piston\\_pump\\_By\\_Sushil\\_Kumar/links/58159f7508ae90acb23da5ab/CFD-analysis-of-an-axial-piston-pump-By-Sushil-Kumar.pdf](https://www.researchgate.net/profile/J_Bergada/publication/309537861_CFD_analysis_of_an_axial_piston_pump_By_Sushil_Kumar/links/58159f7508ae90acb23da5ab/CFD-analysis-of-an-axial-piston-pump-By-Sushil-Kumar.pdf)

79. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
80. Бекиров Я. А. Технология производства следящего привода / Я. А. Бекиров. – М.: Машиностроение, 1977. – 224 с.
81. Евдокимов В. Д. Реверсивность трения и качество машин / В. Д. Евдокимов. – К.: Техніка, 1977. – 148 с.
82. Бахтиаров Н. И. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры дизелей / Н. И. Бахтиаров, В. Е. Логинов, И. И. Лихачев. – М.: Машиностроение, 1972. – 200 с.
83. Лозовский В. Н. Диагностика авиационных топливных и гидравлических агрегатов / В. Н. Лозовский. – М.: Транспорт, 1979. – 292 с.
84. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
85. Войтов В. А. Принципы конструктивной износостойкости узлов трения гидромашин / В. А. Войтов, О. М. Яхно. - Аби Сааб Ф. Х. – К.: НТУУ «КПИ», 1999. – 192 с.
86. Евдокимов В. Д. Улучшение рабочих характеристик прецизионной пары поршень-штука путем использования подвижных вставок / В. Д. Евдокимов // Вісник ОНМУ: Зб. Наукових праць. – Одесса: ОНМУ, 1998. – Вип. 2. – С. 3-6.
87. Довбенко М. Н. Определение утечек и износа в прецизионных плунжерных парах и возможности их снижения / М. Н. Довбенко, В. Д. Евдокимов // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – 2009. – Вип. 2. – С. 27-32.
88. Довбенко М. Н. Повышение эксплуатационной долговечности плунжерных пар с учетом возможности ремонта / М. Н. Довбенко, В. Д. Евдокимов // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – Одесса: ДиолПринт, 2009. – Вип. 3. – С. 9-13.
89. Захваткин Д. П. Особенности работы поверхностей трения скольжения с неподвижными вставками: дис канд. техн. наук: 05.02.04 / Захваткин Дмитрий Павлович – К., 1985. – 195 с.

90. Патент № 91907 Україна, МПК<sup>9</sup>С21В 7/00. Пристрій для зміцнення розподільників гідромашин / А. М. Євдокимова, М. М. Довбенко: Заявл. 20.10.2008, Опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17, 2010 р.
91. Євдокимова А. М. Знакозмінність високошвидкісного тертя і властивості робочих поверхонь / А. М. Євдокимова. – Одеса: Інтерпрінт, 2010. – 104 с.
92. Кузьменко А. Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей: Монография / А. Г. Кузьменко, А. В. Дыха. – Хмельницкий: ХНУ, 2007. – 344 с.
93. Якимов А. В. Прерывистое шлифование / А. В. Якимов. – Киев-Одесса: Вища школа, 1986. – 175 с.
94. Євдокимов В.Д. Сучасні методи та технології зміцнення машинобудівельних матеріалів: довідник / В.Д. Євдокимов, Л. П. Клименко, А. М. Євдокимова. – Миколаїв: Вид-во ЧДУ ім. П.Могили, 2010. – 316 с.
95. Евдокимов В.Д., Макаренко А.С. Трибология поверхностей под воздействием электромагнитного поля на зону фрикционного контакта / В.Д. Евдокимов, А. С. Макаренко. – Одесса: Интерпринт, 2009. – 198с.
96. Бернштейн М.Л. Термомагнитная обработка стали / М. Л. Бернштейн. – М., Л.: Металлургия, 1968. – 96 с.
97. Малыгин Б.В. Магнитоупрочнение деталей горного и обогащительного производства / Б. В. Малыгин // Уголь Украины. – 1987. – №6. – С. 44-46.
98. Постников С.Н. Электрические явления при трении и резании / С.Н. Постников. – Горький: Волго-Вятское книж. Изд-во, 1975. – 280с.
99. Добринский Г.К. Исследование деталей и узлов аксиально-поршневых машин с целью повышения их долговечности: автореф. канд. дис.:05.02.02. «Машиноведение» / Г. К. Добринский – Одесса: ОПИ, 1978. – 21 с.
100. Хрущев М.М. Определение износа деталей машин методом искусственных баз / М.М. Хрущев, Е. С. Беркович. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 218 с.
101. Гаркунов Д. Н. Научные открытия в триботехнике. Эффект безызносности. Водородное изнашивание металлов / Д. Н. Гаркунов. – М.: Изд-во МСХА, 2004. – 384 с.

102. Полякова А. А. Защита от водородного износа в узлах трения / А. А. Полякова. – М.: Машиностроение, 1980. – 135 с.
103. Левченко А. А. Повышение уровня эксплуатации судовых дизелей восстановлением свойств их элементов и снижением водородного износа этих элементов / А. П. Пашков // Современные проблемы судовой энергетики. 2006: Сб. докл. Межд. научно-метод. конф. – Одесса: ОНМА, 2006. – С. 83-85.
104. Гаркунов Д. Н. Триботехника (износ и безызносность): Учебник / Д. Н. Гаркунов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: «Издательство МСХА», 2001. – 616 с.
105. Левченко А. А. Механизм смазывания при трении в режиме избирательного переноса и его влияние на водородный износ / А. А. Левченко // Проблемы техники: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2006. – № 1. – С. 31-38.
106. Левченко А. А. Влияние технологической наследственности при производстве запасных частей на наводороживание деталей и их износостойкость / А. А. Левченко, В. Д. Евдокимов // Проблемы техники: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2006. – № 2. – С. 23-28.
107. Левченко А. А., Евдокимов В. Д. Повышение износостойкости деталей судовых машин и механизмов путем использования явления избирательного переноса / А. А. Левченко, В. Д. Евдокимов. // Проблемы техники: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2005. – № 4. – С. 84-90.
108. А. с. 138410 СССР, МПК G01N 33/30. Способ определения поверхностей активности смазочных материалов / В. Д. Евдокимов, А. С. Радчик (СССР). – №627986/23; заявл. 13.05.59; опубл. 01.01, Бюлл. Изобр. - № 10. – 1961.
109. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения / А. С. Ахматов. – М.: Гос.изд-во физико-матем. Литературы, 1963. – 472 с.
110. Кузьменко А. Г. Энергетические методы и модели в трибологии: Ч. II. Поглощение энергии и поврежденность поверхности в контакте / А.Г. Кузьменко // Проблемы трибології. – 2005. - № 3. – С. 41.



111. Бюргер И. А. Остаточные напряжения / И.А. Бюргер. – М.: Машгиз, 1965. – 210 с.
112. Левченко А. А. Повышение триботехнических свойств узлов судовой техники средствами физико-химической механики материалов / А.А. Левченко. – Одесса: Интерпринт, 2011. – 196 с.
113. Влияние фрикционно-упрочняющей обработки на структуру, фазовый состав и износостойкость стали и чугуна / [Ю. И. Бабей и др.] – М.: Metallofizika. – 1980. – Т. 2. – № 6. – С. 110-117.
114. Гурей И. В. Износостойкость стали 40Х после фрикционного упрочнения при трении скольжения с ограниченным смазыванием / И.В. Гурей // Машиностроение. – 1998. – № 6. – С. 20-22.
115. Евдокимов В. Д., Кравец В. В. Влияние знакопеременного фрикционного упрочнения стали и способа пропускания электрического тока на отрицательный эффект реверсивного трения / В. Д. Евдокимов, В. В. Кравец. // Проблемы техники: Научно-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2004. – № 3. – С. 55-63.
116. Кравец В. В. Износостойкость поверхностей трения, упрочненных комбинированным методом / В. В. Кравец, В. Д. Евдокимов. // Проблемы техники: Научно-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2005. – № 1. – С.15-23.
117. Евдокимов В. Д. Знакопеременность трения поверхностей с покрытиями и фрикционно-электрическим упрочнением / В. Д. Евдокимов, В. В. Кравец. – Одесса: Интерпринт, 2012. – 104 с.
118. Bowden, F. Deformation, heating and melting of solids in high-speed friction. [Текст] / Bowden, F., Person P. // Proceeding of the Royal Society. Ser. A, - 1961. -Vol.260, N 1303. - С.433-458.
119. Carignau Forest, J. Friction and Wear at high sliding speeds [Текст] / Carignau Forest J., Rabinowicz Ernest. // ASLE Trans., - 1980, - V, 23, N4. - С. 451 -458.
120. Conor, P.C. Wear Debris, generated during high, velocity sliding contact [Текст] / Conor P.C., Mrobcic D.E. // Wear. – 1981. - V. 69, N 26. - С. 189 – 204.

121. Mohammed, K. Nature of subsurface damage in Al-22 cued Si alloys sliding dry on steel disks at high sliding speeds. [Текст] / К. Mohammed. // Wear. – 1984. - V. 98. – С. 183 -197.
122. Saka, N. Wear of metals at high sliding speeds. [Текст] / Saka N. Eliche N.M., Suh N.P. // Wear. – 1977. - V. 44, N1. – С. 109-125.
123. Toshio, T. Unlubricated Sliding Friction and Wear Characteristics at high speed. [Текст] / Teshima Toshio, Комюра Yoshiaki // Report Mem. Fac. Eng Fukui Univ., - 1979. - V. 27, N1. – С. 77-78.
124. Шевеля В.В. Фреттинг-усталость металлов / В.В. Шевеля, Г.С. Калда. - Хмельницкий: Подшля. - 1998. - 299 с.
125. Евдокимов В.Д. Трибомагнитная обработка сталей / В.Д. Евдокимов, Л.В. Кошарская. - Одесса-Киев: ОГМУ. - 2000. - 250 с.
126. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин /А.М. Сулима, В.А. Щупов, Ю.Д. Ягодкин. - М.: Машиностроение, 1988. - 240 с.
127. Землянский В.М. Теория и расчет погрешностей измерений: Учебное пособие / В. М. Землянский. - К.: Изд-во КНИГА, 1994. - 80 с.
128. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, Н.А. Зограф. - Л.: Энергоатомиздат, 1985. - 248 с.
129. Проников А.С. Надежность машин / А. С. Проников. - М.: Машиностроение, 1978. - 591 с.
130. Високопродуктивне шліфування / ОВ Якимов, ФВ Новіков, ГВ Новіков, О.О. Якимов - К.: ІСДО, 1995. - 180 с.
131. Трунин С.Ф. Надежность судовых машин и механизмов / С.Ф. Трунин, Л.А. Промыслов, О.Р. Смирнов. - Л.: Судостроение, 1980. - 192 с.
132. Белый И.В. Справочник по магнито-импульсной обработке металлов / И. В. Белый, С.М. Фертик, Л.Т. Хищенко. - Харьков: Вища школа, 1977. - 320 с.
133. Барон Ю.М. Технология абразивной-обработки в магнитном поле / Ю.М. Барон. - Л.: Машиностроение, 1975. - 128 с.

134. Резников А.Н. Тепловые процессы в технологических системах / А.Н. Резников, А.А. Резников. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
135. Полевой С.Н. Упрочнение машиностроительных материалов / С.Н. Полевой, В.Д. Евдокимов. - М.: Машиностроение, 1994. - 496 с.
136. Hong, Y. Analysis on the Friction Losses of a Bent-Axis Type Hydraulic Piston Pump.[Текст] / Yeh-Sun Hong, Yoon-Ho D. // KSME International Journal, - 2004. - Vol 18 No. 9. – С. 1668-1679.

## ДОДАТОК А

## Патенти





УКРАЇНА

(19) UA (11) 91900 (13) C2  
 (51) МПК (2009)  
 C21D 1/04  
 C21D 7/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
 І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
 ВЛАСНОСТІ

## ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) ПРИТИР РОЗПОДІЛЬНИКІВ ГІДРОМАШИН

1

(21) а200811167  
 (22) 15.09.2008  
 (24) 10.09.2010  
 (46) 10.09.2010, Бюл. № 17, 2010 р.  
 (72) ЄВДОКИМОВ ВАДИМ ДМИТРОВИЧ, МАКАРЕНКО ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ, ДОВБЕНКО МАРК МИКОЛАЙОВИЧ  
 (73) ЄВДОКИМОВ ВАДИМ ДМИТРОВИЧ, МАКАРЕНКО ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ, ДОВБЕНКО МАРК МИКОЛАЙОВИЧ  
 (56) UA 80449 C2, 25.09.2007  
 RU 2320468 C2, 27.03.2008  
 SU 804402, 15.02.1981  
 SU 1812079 A1, 30.04.1993  
 SU 1049236, A, 23.10.1983

2

SU 893056, 30.12.1981  
 GB 912094, 05.12.1982  
 US 5456736, 10.10.1995  
 (57) Притир розподільників гідромашин, який виконаний у вигляді диска, що обертається, з однієї сторони якого виконана притираюча поверхня, що утворює зону фрикційного контакту з першим розподільником, який відрізняється тим, що містить електромагніт та магнітопроводи, а також з іншої сторони диска виконано додаткову притираючу поверхню, що утворює зону фрикційного контакту з другим розподільником, при цьому розподільники є полюсами електромагніту та зв'язані з магнітопроводом з утворенням замкненого електромагнітного ланцюга.

Винахід відноситься до загального машинобудування та може бути використаний при виготовленні і ремонті прецизійних поверхонь розподільників гідралічних моторів і насосів для підвищення їх довговічності.

Відомий притир, який використовується при виготовленні і ремонті розподільників аксіально-поршньових гідромашин, виконаний з чугуна або сталі і сферичну вигнуту поверхню, по якій здійснюють притирку сферичних випуклих поверхонь розподільників гідромашин для отримання необхідної якості прилягання до блоків гідроциліндрів із забезпеченням мінімальних протікань масел. Такий притир прийнятий за прототип (серійна багаторічна технологія Одеського заводу "Стройгидравіка"; Євдокимов В.Д. Реверсивність и качество машин. - К.: Техніка, 1977. - 148 с.). В процесі притирання здійснюють прижимання притиру до розподільника і обертання навколо осі.

До недоліків притиру відносяться:

1. Відсутність зміцнюючого ефекту після притирки, що призводить до підвищення зношувальності стійкості робочих поверхонь тертя розподільників.

2. Використання прототипу не виключає можливість створення приліків чи викрашування на

поверхнях розподільників зі сторони вікон зливу масла в кожному робочому циклі падіння тиску.

3. При перешліфовуванні робочих поверхонь розподільників під час ремонту гідромашин в декілька разів їх стійкість до зношування та граничне навантаження на скоплення навіть при якійсь притирці з перевіркою по фарбі.

Ціллю винаходу є ефективне підвищення триботехнічних параметрів робочих поверхонь розподільників та в цілому гідромашин без використання додаткових дорогих хіміко-термічних методів, обладнання і екологічно небезпечних технологій.

В основу дії притиру покладено "Спосіб зміцнення поверхонь тертя" по Патенту України №80449 (В.Д. Євдокимов, О.С. Макаренко), Бюл. №15 від 25.09.07

Поставлена ціль досягається тим (Фіг.), що притир 1 має дві притираючі вигнуті або плоскі торцеві поверхні, до яких пружинами 4 з двох сторін притискуються своїми робочими поверхнями розподільники 2 з центруванням шипом 3 і з обертанням притиру за допомогою передачі 5, а сталіні розподільники 2 є полюсами електромагніту 6 з магнітопроводом 7.

Працює притир наступним чином. Розподільники 2 встановлюються з двох сторін притиру 1, який обертається від передачі 5. Магнітне поле від

(19) UA (11) 91900 (13) C2

3

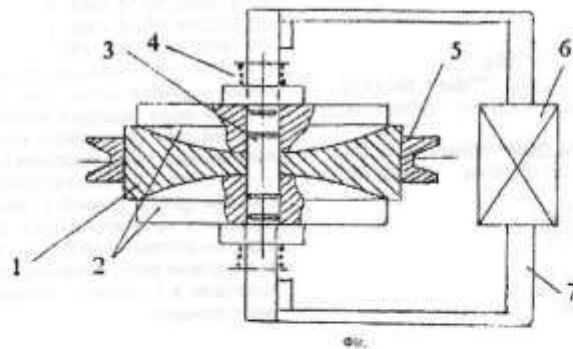
91900

4

електромагніта 6 проходить по магнітопроводах 7 і замикається через два полюси у виді розподільників 2, і є повністю замкнений через поверхні тертя електромагнітний ланцюг. Звичайні притираючі абразивні пасти здійснюють тонку притирку, а проникаюче через зони фрикційного контакту магнітне поле призводить у динаміці тертя до зміцнення робочих поверхонь розподільників згідно Патенту № 80449. Після притирки і одночасного зміцнення магнітне поле вимикається, обертання припиняється і два розподільники з відповідним контролем по фарбі направляються до цеху зборки гідромоторів. Уся операція з притирки і зміцнення одночасно

двох розподільників продовжується 10-15 хвилин і знаходиться в межах заводської притирки одного розподільника.

Як показали випробування зміцнених розподільників із застосуванням заявляемого притиру, їх зносостійкість у парі з бронзовим блоком гідроциліндрів гідромашин 210.25 збільшилась у 2,8 рази в порівнянні з обробкою заводським притиром, який був прийнятий за прототип, а граничне навантаження на заїдання збільшилась на 60 % при часі притирки в 10 хвилин, швидкості 0,15 м/с і напруженості магнітного поля  $2 \cdot 10^5$  А/м.



Комп'ютерна верстка Л.Литвиненко

Підпис

Тираж 28 прим.

Міністерство освіти і науки України

Державний департамент інтелектуальної власності, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601

(11) 91900

(19) UA

(51) МПК (2009)  
C21D 1/04  
C21D 7/00

- (21) Номер заявки: а 2008 11167
- (22) Дата подання заявки: 15.09.2008
- (24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 10.09.2010
- (41) Дата публікації відомостей про заявку та номер бюлетеня: 25.03.2010, Бюл. № 6
- (46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 10.09.2010, Бюл. № 17

- (72) Винахідники:  
Євдокімов Вадим  
Дмитрович, UA,  
Макаренко Олександр  
Сергійович, UA,  
Довбенко Марк  
Миколайович, UA
- (73) Власники:  
Євдокімов Вадим  
Дмитрович,  
вул. Тираспольська, 35, кв. 12,  
м. Одеса, 65020, UA,  
Макаренко Олександр  
Сергійович,  
вул. Новоселів, 4, кв. 6, смт  
Комінтернівське, Одеська обл.,  
65700, UA,  
Довбенко Марк  
Миколайович,  
пров. Первомайский, 63, кв.  
97, м. Миколаїв, 54031, UA

(54) Назва винаходу:

ПРИТИР РОЗПОДІЛЬНИКІВ ГІДРОМАШИН

(57) Формула винаходу:

Притир розподільників гідромашин, який виконаний у вигляді диска, що обертається, з однієї сторони якого виконана притираюча поверхня, що утворює зону фрикційного контакту з першим розподільником, який відрізняється тим, що містить електромагніт та магнітопроводи, а також з іншої сторони диска виконано додаткову притираючу поверхню, що утворює зону фрикційного контакту з другим розподільником, при цьому розподільники є полюсами електромагніту та зв'язані з магнітопроводом з утворенням замкнутого електромагнітного ланцюга.

(11) 91900

Пронумеровано, прошито металевими  
люверсами та скріплено печаткою  
2 арк.  
10.09.2010



Уповноважена особа

(підпис)



УКРАЇНА

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА ВІНАХІД

№ 91907

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКІВ  
ГІДРОМАШИН

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи  
10.09.2010.

Голова Державного департаменту  
інтелектуальної власності

A handwritten signature in black ink, appearing to read "M.V. Paladiy".

М.В. Паладій





УКРАЇНА

 (19) UA (11) 91907 (13) C2  
 (51) МПК (2009)  
 C21D 7/00  
 B24B 39/00

 МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
 І НАУКИ УКРАЇНИ

 ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
 ВЛАСНОСТІ

 ОПИС  
 ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ГІДРОМАШИН

1

(21) а200812332  
 (22) 20.10.2008  
 (24) 10.09.2010  
 (46) 10.09.2010, Бюл. № 17, 2010 р.  
 (72) ЄВДОКИМОВА АЛЛА МИКОЛАЇВНА, ДОВБЕНКО МАРК МИКОЛАЙОВИЧ  
 (73) ЄВДОКИМОВА АЛЛА МИКОЛАЇВНА, ДОВБЕНКО МАРК МИКОЛАЙОВИЧ  
 (56) Евдокимов В.Д., Клименко Л.П., Евдокимова А.Н. Технология упрочнения машиностроительных материалов. Учебное пособие-справочник. - Киев: Професіонал, 2006. - С. 258-259.  
 Евдокимова А.Н. Знакопеременность сдвиговых деформаций при высокоскоростном трении и шлифовании и свойства поверхностных слоев. - Киев-Одесса: УМАОИ, 1998. - С. 44-49.  
 SU 241480; 18.04.1969  
 SU 373133; 12.03.1973  
 SU 386753; 21.06.1973

2

SU 563276; 30.06.1977  
 SU 1240557 A1; 30.06.1986  
 SU 1247251 A1; 30.07.1986  
 RU 2333094 C1; 10.09.2008  
 (57) Пристрій для зміцнення розподільників гідромашин зі сферичною робочою поверхнею, який містить обертовий стіл, на якому закріплюється оброблювальний зразок, вісь обертання столу співпадає з вертикальною віссю оброблювального зразка, та два привідні диски, які розташовані співвісно на одній осі по різні сторони від вертикальної осі оброблювального зразка з можливістю притиснення до нього, який відрізняється тим, що як оброблювальний зразок використаний розподільник гідромашин зі сферичною робочою поверхнею, привідні диски виконані профільними відповідно поверхні розподільника і з'єднані з електродвигуном редуктора з можливістю високошвидкісного односпрямованого обертання.

Винахід належить до технологічного оснащення процесу зміцнюючої обробки й може бути використаний в машинобудуванні й, зокрема, при виготовленні розподільників аксіально-поршневих гідромашин.

У технологічній практиці заводів, що випускають багатосерійні аксіально-поршневі гідромашини, сталеві розподільники обов'язково піддають процесу азотування для підвищення їх твердості і зносостійкості. Для цього застосовують спеціальне оснащення, що складається з герметичної муфельної електропечі, обладнання для подачі аміаку під тиском 3,5-5,0кПа, фільтрів і контролюючого устаткування. Такий пристрій в сукупності прийнятий за прототип (Евдокимов В.Д., Клименко Л.П., Евдокимова А.Н. Технология упрочнения машиностроительных материалов: справочник /Под ред. д.т.н., проф. Евдокимова В.Д.-К.: ИД «Професіонал», 2006.-352с./

До недоліків аналога відносяться:

1. Громіздкість устаткування і великі енергетичні витрати на процес насичення деталей азотом.

2. Тривалість процесу - від 15 до 30 годин значення деталей в муфельній печі при температурі до 550°C.

3. Необхідність проведення термічної обробки деталі з обов'язковим очищенням від бруду і жиру, а також бажаним фосфатуванням.

4. Аналог не є екологічно безпечним і вимагає для обслуговування кваліфікованих термістів.

Метою винаходу є підвищення робочих характеристик поверхневих шарів розподільників гідромашин без використання пристроїв і устаткування для азотування, що мають перераховані вище недоліки.

Поставлена мета досягається тим, що в основу функціонування пристрою покладені закономірності високошвидкісного реверсивного тертя, що дозволяють ефективно зміцнювати сталеві поверхні з утворенням суцільних твердих і зносостійких робочих поверхонь, що конкурують з азотованими (Евдокимова А.Н. Знакопеременность сдвиговых деформаций при высокоскоростном трении и шлифовании и свойства поверхностных слоев. Киев-Одесса, ИД Консалтинг, УМАОИ, 1998.-113с.)

(19) UA (11) 91907 (13) C2

3

91907

4

Пристрій, що реалізує поставлену мету, показаний на рис.1.

Розподільник 1 аксіально-поршневої гідромашини з сферичною робочою поверхнею встановлюється на столі 2, що повільно обертається, який здійснює дозований притиск цієї зміцненої поверхні до двох профільних сталевих дисків 3 і 4, які закріплені на одній осі і отримують швидке обертання від електродвигуна з редуктором.

Тому що диски 3, 4 розташовуються по різні сторони від осі розподільника, то при їх односпрямованому обертанні і при обертанні в одну сторону столі 2 з розподільником 1 в його поверхневих шарах при контакті з дисками виникають знакомі зсувні деформації і високі імпульсні

температури, що приводить до утворення білих шарів.

Іспити пристрою показали, що при обертанні дисків 3, 4 з окружною швидкістю близько 70м/с, розподільника із обертами 60об/хв., мастилі зони контакту індустріальним мастилом при силі притиску 50кгс, час зміцнення складає 40-60с. При такому режимі на сталі 38Х2МЮА, із якої зроблені розподільники гідромашин утворюються суцільні білі шари твердістю  $11,5 \cdot 10^4$  МПа і товщиною 90-120мкм. Причому без попередньої підготовки поверхні із зняттям бруду, іржі, знежирення і гарту. Зносостійкість розподільників підвищується на 30% в порівнянні з азотуванням, а здатність навантаження і стійкість від припиків збільшується в півтора рази.

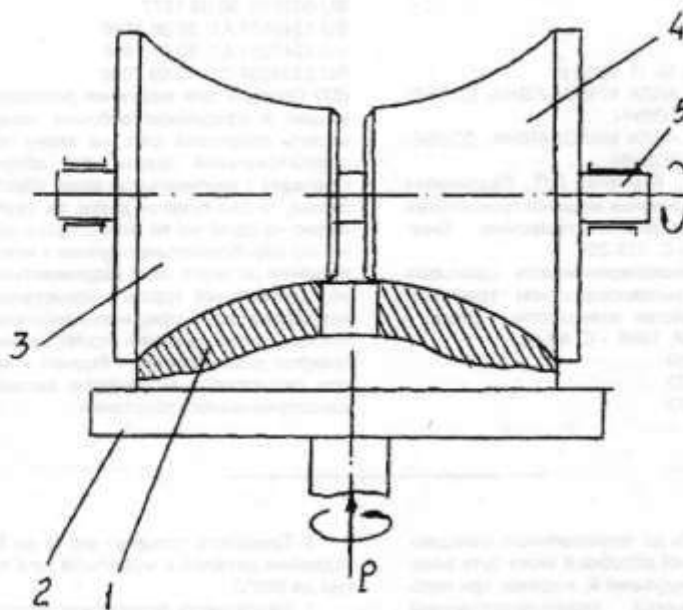


Рис. 1

Комп'ютерна верстка Т. Чепелева

Підписне

Тираж 26 прим

Міністерство освіти і науки України

Державний департамент інтелектуальної власності, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601

(11) 91907

(19) UA

(51) МПК (2009)  
C21D 7/00  
B24B 39/00

(21) Номер заявки: а 2008 12332

(22) Дата подання заявки: 20.10.2008

(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: 10.09.2010

(41) Дата публікації відомостей про заяву та номер бюлетеня: 26.04.2010, Бюл. № 8

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 10.09.2010, Бюл. № 17

(72) Винахідники:  
Євдокимова Алла  
Миколаївна, UA,  
Довбенко Марк  
Миколайович, UA(73) Власники:  
Євдокимова Алла  
Миколаївна,  
вул. Тираспольська, 35, кв. 12,  
м. Одеса, 65020, Україна, UA,  
Довбенко Марк  
Миколайович,  
пров. Першотравневий, 63, кв. 97  
, м. Миколаїв, 54031, UA

(54) Назва винаходу:

**ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ГІДРОМАШИН**

(57) Формула винаходу:

Пристрій для зміцнення розподільників гідромашин зі сферичною робочою поверхнею, який містить обертовий стіл, на якому закріплюється оброблювальний зразок, вісь обертання столу співпадає з вертикальною віссю оброблювального зразка, та два привідні диски, які розташовані співвісно на одній осі по різні сторони від вертикальної осі оброблювального зразка з можливістю притиснення до нього, який відрізняється тим, що як оброблювальний зразок використаний розподільник гідромашин зі сферичною робочою поверхнею, привідні диски виконані профільними відповідно поверхні розподільника і з'єднані з електродвигуном редуктора з можливістю високошвидкісного односпрямованого обертання.

(11) 91907

Пронумеровано, прошито металевими люверсами та скріплено печаткою  
2 арк.  
10.09.2010

Уповноважена особа



(підпис)

## ДОДАТОК Б

### Акти впровадження

**ООО «СИГРАН»**

Украина, 65026, г. Одесса, ул. Приморская, 15/17  
 Код ЄГРПОУ 21039383  
 Р/с 26001311794201  
 в АБ «Південний» г. Одесса, МФО 328209  
 Свидетельство РМРС №13.80002.180  
 Свидетельство РСУ № СВП 32-3-81-12

**«SIGRAN» LLC**

Ukraine, 65026, Odessa, Primorskaya, 15/17  
 tel/fax: (048)728-86-80  
 http:// www.sudoremont.org  
 e-mail: sigran2001@mail.ru

15.10.2010 г.

#### АКТ О намерении внедрения

На нашем предприятии осуществляется специализированные работы по ремонту и восстановлению судовых и общемашиностроительных технических средств. Для проведения работ используются прогрессивные технологии, а также проводится поиск новых методов, повышающих качество ремонта, направленных на повышение срока службы изделий. В технологической практике заводов, выпускающих многосерийно аксиально-поршневые гидромашин, стальные распределители обязательно подвергают процессу азотирования для повышения их твердости и износостойкости. В этом отношении представляет большой практический интерес способ упрочнения поверхностей трения распределителей аксиально-поршневых гидромашин, основанный на использовании высокоскоростного реверсивного трения, позволяющий эффективно упрочнять стальные поверхности с образованием сплошных твердых и износостойких рабочих поверхностей, конкурирующих с азотированными по Патенту Украины № 91907 «Устройство для упрочнения распределителей гидромашин», при деятельном участии Довбенко М.Н.

Испытания устройства показали, что при вращении дисков с окружной скоростью порядка 70 м/с, распределителя с оборотами 60 об/мин, смазке зоны контакта индустриальным маслом при силе прижима 50 кгс - время упрочнения составляет 40-60 с. При таком режиме на стали 38Х2МЮА, из которой сделаны распределители гидромашин образуются сплошные белые слои твердостью 11,5-10,3 МПа и толщиной 90-120 мкм. Причем без предварительной подготовки поверхности со снятием грязи, ржавчины, обезжиривания и закалки. Износостойкость распределителей повышается на 30% по сравнению с азотированием, а нагрузочная способность и стойкость от прижиманий увеличивается в полтора раза.

Этот способ намечается использовать для повышения трибохарактеристик распределителей гидромашин в процессе их ремонта, тем более, что им можно заменить технологию азотирования поверхностей. Кроме того, обеспечить повышение износостойкости рабочих поверхностей и сократить время обработки до нескольких минут по новому способу по сравнению с многочасовым и экологически опасным азотированием. В настоящее время оценивается возможность распространения этого способа с последующим принятием решения о внедрении с учетом специфики судоремонтного предприятия.

Директор ООО «Сигран»



Харитонов Г.В.

ООО «СИГРАН»

«SIGRAN» LLC

Украина, 65026, г. Одесса, ул. Приморская, 15/17  
 Код ЄГРПОУ 21039383  
 Р/с 26001311794201  
 в АБ «Південний» г. Одесса, МФО 328209  
 Свидетельство РМРС №13.80002.180  
 Свидетельство РСУ № СВП 32-3-81-12

Ukraine, 65026, Odessa, Primorskaya, 15/17

tel/fax: (048)728-86-80  
 http://: www.sudoremont.org  
 e-mail: sigran2001@mail.ru

23.09.2011 г.

### АКТ О НАМЕРЕНИИ ВНЕДРЕНИЯ

При работе плунжерных пар аксиально-поршневых гидромашин имеет место ограниченное смазывание цилиндрических поверхностей, находящихся на значительном расстоянии от их торцевой части, на которую воздействует под давлением гидравлическое масло или иная среда, что приводит к повышенному износу и даже к заклиниванию или схватыванию поверхностей трения.

Для ремонта аксиально-поршневых гидромашин на нашем предприятии представляет особый интерес, предложенный М.Н. Довбенко метод нанесения микроканалов на поверхность поршней, который позволяет улучшить условия смазывания отдаленных от торца поршня поверхностей путем дозированного отбора рабочей жидкости из зоны с повышенным, но не максимальным рабочим давлением, и трансформацией этой жидкости к участкам, где наблюдается его недостаток.

Испытания поршней с нанесением продольных микроканалов проводились на машине трения возвратно-поступательного движения с качательным движением силового коромысла с подачей масла под давлением 16 МПа. Втулки были выполнены из бронзы Бр0-12, как и блоки гидроцилиндров серийных гидромашин тип 210.25.12.20 (по новому обозначению 310.112.00), а поршни – из закаленной стали 38Х2МЮА. Результаты длительных испытаний показали, что износостойкость отдельных от торца поршня зон возросла в несколько раз и практически не изменилась в начальной его части.

Предложенный М.Н. Довбенко метод представляет для эксплуатационников и судоремонтных предприятий несомненную ценность, поэтому рассматриваем вопрос о его внедрении, тем более что испытания экспериментальных образцов подтверждают высокую эффективность и перспективность использования.

Директор ООО «Сигран»



Харитонов Г.В.

## ДОДАТОК В

### Оцінка похибок результатів вимірювань

Для здійснення експериментів були створені, а деякі навіть модернізовані, випробувальні стенди, що зазначені у пунктах 2, 3, 4, 5, 6, де потім і розглядалися отримані результати. При цьому відомі експериментальні методи, установки і прилади, і кошти вимірів докладно не викладалися. Всі засоби вимірювань підлягали градуїровці і юстируванню з використанням еталонних зразків. Це дозволило звести до мінімуму постійні систематичні похибки і отримати поправки для стандартних заводських і спеціально виготовлених засобів вимірювань. Експериментальні дані підлягали математичній обробці за ДСТУ 2864-94, а також літературними рекомендаціями [127-129]. У більшості випадків, як виявилось, похибки, визначені за результатами багаторазових вимірювань, мали нормальний розподіл. Побудова кривих здійснювалося з використанням методу найменших квадратів.

Величини сумарних похибок, якими оцінювалися результати експериментів були наступними. Вимірювання температури проводили з похибкою  $\pm 0,15\%$ ; деформації тонких пластинок оцінювалися з похибкою  $\pm 0,5\%$ ; нормальна навантаження і тиск задавалося з точністю  $\pm 0,4\%$ ; знос вимірювався з похибкою від  $\pm 0,4$  до  $\pm 2\%$  в залежності від серії дослідів. У деяких випадках використовували однофакторне і двофакторне планування експериментів. Результати мали достовірність 0,95-0,98.

Мікротвердість визначали на приладі ПМТ-3 за стандартною методикою при величині статичного навантаження на ідентор 50 і 100 г. Товщину білих шарів вимірювали за розподілом мікротвердості в перерізі зразків (шлифів) за допомогою окулярної вставки зі шкалою і збільшенням 200 раз. Порядок підготовки, зразків, калібрування приладів, способи вимірів і оцінка отриманих величин виконувалися згідно [127-129].

Відомо, що результати, отримані на машинах тертя, в тому числі і на оригінальних - не стандартних, залежать від багатьох факторів [127-128]. Тому в подібного роду випробувань та вимірювань визначає їх точність є випадкова помилка. Для виявлення випадкової помилки вимірювання здійснюють певну кількість разів, а потім за прийнятими методиками розраховують середньоквадратичні показники [129-130]. Щоб користуватися такою оцінкою необхідно було довести, що результати випробувань і вимірювань зношення на машинах, використаних в дисертаційному дослідженні розподілені по нормальному закону Гаусса:

$$\gamma = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\Delta X^2}{2\sigma^2}},$$

На кожній з описаних установок досліди повторювалися 50 раз. Поля розсіювань по кожній установці розбивалися на п'ять інтервалів і визначали число подій вимірювань, що потрапляють у відповідні інтервали. Потім будували гістограми і криві розсіювання результатів досвіду. Для прикладу на



рисунку нижче показано розподіл величин зносу, отримані при одному і тому ж режимі випробувань на установці розділу 4 рис. 4.2 стор. 94. Так отримане розподіл має вигляд нормального закону, то і розподіл помилок вимірювань підпорядковується цим законом. Отже, похибка вимірювань зносу оцінюється середньою квадратичною помилкою (стандартом вимірювань), яка визначається за відомою формулою.

$$S = \sqrt{\frac{\sum(\bar{x} - x_i)^2}{n - 1}};$$

Де  $\bar{x}$  - середнє арифметичне значення величин зносу;  $n$  - число вимірювань.

Розрахунок коефіцієнта варіації або відносної величини середньоквадратичної помилки  $W = \sigma / \bar{x}$  показав, що для експериментів, проведених на установці з більш простою схемою навантажень, він становив 4,3%.

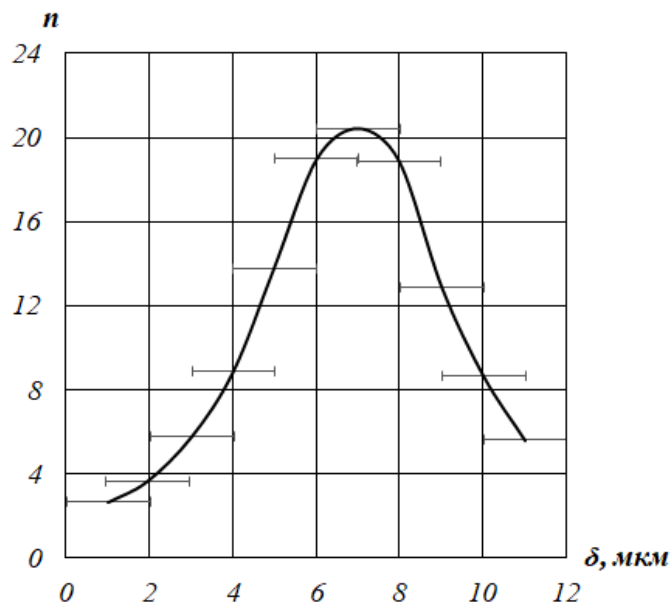


Рис. В.1 Закономірність розподілу даних вимірювань для установки по рис. 4.2.

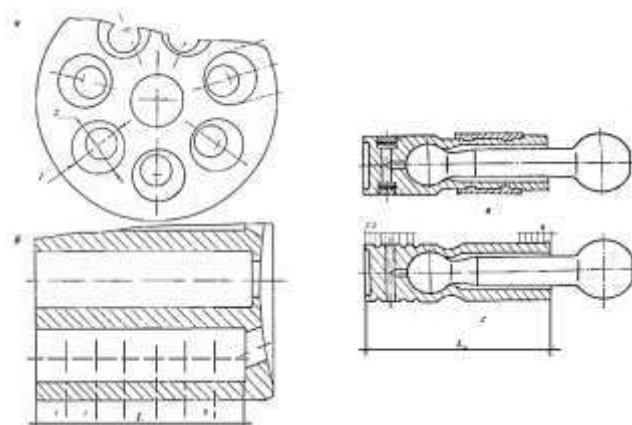


Рис. В.2 Об'єкти вимірів: а - блок гідроциліндрів з торця і перетину 1, 2; б - блок гідроциліндрів і перетину отворів по глибині; в - поршень в зборі зі вставками; г - поршень в зборі і перетину, в яких визначалися діаметри.

**Вимірювальні прилади, стенди і установки використані в роботі**

№	Найменування	Розділи
1	Токарно-гвинторізний верстат ИТ-1М	3, 4, 5, 6
2	Джерело постійного струму типу ВАКГ	5, 6
3	Аналітичні ваги ВЛР-200 ± 0,15 мг	2, 4, 5
4	ПМТ-3 для вимірювання мікротвердості	3, 4, 5, 6
5	Аналіз мікроструктури поверхневого шару ДРОН-3М (металографічні дослідження)	
6	Стенд ІГС для випробувань гідромашин	3
7	Машина тертя для випробувань на знос [18]	4, 5, 6
8	Мікрометр важільний 0-25 з точністю 0,001 мм	2, 4, 5, 6
9	Верстат круглошліфувальний без центрів 3А184	5, 6
10	Верстат шліфувально - полірувальний ЗШП-320 для тонкого шліфування та полірування плоских і сферичних поверхонь заготовок	3, 5, 6

**Результати стендових і експлуатаційних випробувань засобами статистичної теорії надійності.**

Після ремонту і зміцнення пар блоку гідроциліндрів з розподільником і групи поршнів проводилися контрольні заміри та спостереження протягом тривалого терміну. Розрахунок цензурованих вибірок був проведений по засобом статистичної теорії надійності і отримані наступні результати точкових оцінок:

- 1) форма розподілу Вейбулла  $\delta = 2,5$ ;
- 2) параметр масштабу розподілу  $\alpha = 3300$  мото-год;
- 3) зсуву розподілу  $C = 900$  мото-год.

Таким чином, середній прогнозований ресурс насосів після ремонту і зміцнення електрофрікційним комбінованим методом склав:

$$T = C + K_{\delta}\alpha = 900 + 0,9 \cdot 3300 = 3870 \text{ ч};$$

На основі даних роботи [62] середній ресурс нового серійного агрегату становить близько 3500 годин. Таким чином, використання запропонованого методу зміцнення поверхонь дозволяє підвищити середній ресурс агрегатів на 10,57%.