

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет інженерії та енергетики
Кафедра процеси, машини і обладнання**

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

КУРИС ІГОР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 631.372

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**Підвищення надійності деталей сільськогосподарських машин,
які працюють в умовах рідинно-абразивного зношування**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело _____ І.М. Курис

Керівник роботи

Дерев'янку Д.А.

доктор технічних наук, професор

Житомир – 2020

АНОТАЦІЯ

Курис Ігор Миколайович. Підвищення надійності деталей сільськогосподарських машин, які працюють в умовах рідинно-абразивного зношування. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2020.

Умови зношування деталей гідроагрегатів характеризуються великими швидкостями потоку робочої рідини, що володіє значною абразивною здатністю. Це робить можливим протікання двох різновидів зносу, викликаного дією абразивних частинок. Залежно від величини зазорів, утворених зношуваними поверхнями, і динамічних характеристик цих зазорів переважний вплив надає гідроабразивний або абразивний знос. Перший вид зносу більш характерний для клапанних пристроїв гідравлічного розподільника, другий – для сполучень гідронасоса, золотників і інших деталей.

Зі зростанням поверхневої твердості та вмісту вуглецю сталях стійкість до гідроабразивного зношування зростає, а у пласмас спостерігається протилежна залежність. Корозійностійкі сталі (AISI 304, 50X14МФ, 07X16Н6) володіють високою стійкістю до гідроабразивного зношування. В реальних рідинах гідравлічних систем наявна велика кількість абразивних частинок.

Проведенні теоретичні розрахунки та дослідження дозволили встановити, що ущільнення клапана по поясу шириною більше 0,13 мм є оптимальним як по зносостійкості клапана, так і по герметичності. Значне зменшення ущільнюючого зусилля за рахунок зміни конструктивних розмірів клапана небажано, так як при зносі деталей розподільника питомий тиск може виявитися недостатнім для збереження герметичності ущільнення.

Ключові слова: знос, клапан, рідинно-абразивне зношування, абразив, рідина, гідравлічна система

ANNOTATION

Kuris Igor Nikolaevich. Improving the reliability of parts of agricultural machines that operate in conditions of liquid-abrasive wear. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualification work for a master's degree in specialty 208 - Agricultural Engineering. - Polissya National University, Zhytomyr, 2020.

Wear conditions of parts of hydraulic units are characterized by high flow rates of the working fluid, which has a significant abrasive ability. This makes it possible for two types of wear caused by the action of abrasive particles. Depending on the size of the gaps formed by the worn surfaces, and the dynamic characteristics of these gaps, the predominant effect is exerted by hydroabrasive or abrasive wear. The first type of wear is more typical for valve devices of the hydraulic distributor, the second - for connections of the hydraulic pump, spools and other details.

With increasing surface hardness and carbon content of steels, the resistance to hydroabrasive wear increases, and the plasma has the opposite relationship. Corrosion-resistant steels (AISI 304, 50X14MΦ, 07X16H6) have high resistance to hydroabrasive wear. In real fluids of hydraulic systems there is a large number of abrasive particles.

Theoretical calculations and studies have shown that the seal of the valve on the belt width of more than 0.13 mm is optimal for both wear resistance of the valve and tightness. Significant reduction of sealing force due to change of the design sizes of the valve is undesirable as at wear of details of the distributor specific pressure can appear insufficient for preservation of tightness of consolidation.

Keywords: wear, valve, liquid-abrasive wear, abrasive, liquid, hydraulic system.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЗНОСОСТІЙКОСТІ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОСИСТЕМИ.....	8
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ГІДРОАБРАЗИВНОМУ ЗНОШУВАННІ.....	18
РОЗДІЛ 3. ЗНОС ПЕРЕПУСКНИХ КЛАПАНІВ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ І ВИБІР ЇХ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	22
ВИСНОВКИ.....	30
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	31

ВСТУП

В сільському господарстві велика кількість операцій виконується за допомогою гідравлічної системи тракторів. Надійність гідравлічної системи визначає якість та швидкість виконання даних операцій, а також екологічність всього агрегату. Деталі гідравлічних систем піддаються активному абразивному зношуванню в зв'язку з наявністю абразивних частинок в оливі. Даний вид зношування називається гідроабразивним. Інтенсивність протікання гідроабразивного зношування залежить від абразивних властивостей частинок, концентрації частинок в оливі, швидкості руху гідравлічної рідини, кут «атаки», корозійних властивостей оливи. Абразивні властивості частинок в оливі гідросистем в більшості випадків приблизно однакові і складаються з частинок наявних в ґрунті. Різні умови та режими роботи сільськогосподарських машин призводять до різної інтенсивності зношування агрегатів та деталей гідросистеми, саме тому встановлення закономірностей гідроабразивного зношування є актуальною задачею, оскільки дозволить прогнозувати надійність всієї гідросистеми.

Мета і задачі дослідження. Мета магістерської роботи полягала у встановленні механізму та характеру зношування деталей сільськогосподарських машин, які працюють в умовах рідинно-абразивного зношування та підвищення їх надійності за рахунок впровадження технологічних і конструктивних методів.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі задачі:

- Провести аналіз зносостійкості конструкційних матеріалів та зношувальних властивостей робочих рідин гідросистеми;
- Розробити методику та провести дослідження інтенсивності зношування матеріалів при гідроабразивному зношуванні;
- Дослідити процес зношування перепускних клапанів гідророзподільників і вибрати їх оптимальні параметри.

Об'єкт дослідження: процес рідинно-абразивного зношування деталей сільськогосподарських машин.

Предмет дослідження: встановлення закономірностей рідинно-абразивного зношування деталей сільськогосподарських машин в залежності від властивостей робочих рідин та триботехнічних характеристик поверхонь деталей

Методи дослідження. Дослідження виконано з використанням загальнонаукових методів пізнання, методів механіки, вищої математики, гідравліки, прикладної фізики, аналітичної хімії та трибології. Обробку експериментальних даних виконано з використанням методів математичної статистики за допомогою прикладних комп'ютерних програм.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. **Курис І. М.** Аналіз зносостійкості конструкційних матеріалів. Результати лабораторно-польових досліджень гравітаційного способу посадки розсади. Збірник тез *V-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»*. 28-29 березня 2019 року м. Житомир. ЖАТК. С. 291-292.

2. **Курис І. М.** Аналіз зношувальних властивостей робочих рідин гідросистеми. Збірник тез *VI-ї всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 9-10 квітня 2020 року. Житомир : ЖАТК. С. 209.

3. Грабар І. Г., Зембицький В. В., Сичевський В. М., Швагро М. В., **Курис І. М.**, Шиханцов М. В. Рідинно-абразивне зношування деталей сільськогосподарських машин. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р.)*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 122-124.

4. Грабар І. Г., Зембицький В. В., Сичевський В. М., Швагро М. В., **Курис І. М.** Зношувальна здатність мінеральних добрив. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р.)*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С. 49-50.

Практичне значення одержаних результатів. Результати роботи можуть бути впроваджені в сільськогосподарських підприємствах для підвищення рівня надійності машинно-тракторного парку.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається із вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 14 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 32 сторінки комп'ютерного тексту містить 5 таблиць і 7 рисунків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ЗНОСОСТІЙКОСТІ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОСИСТЕМИ

Багато деталей сільськогосподарських машин працюють в рідкому середовищі, що містить абразивні частинки. При досить великій товщині рідинного прошарку їх силовий вплив на деталь можливо тільки за рахунок енергії удару об поверхню і сил опору рідини. Подібна схема впливу супроводжується гідроабразивним зношуванням деталей. Якщо товщина прошарку (зазору) порівнянна з розмірами абразивних частинок, виникає можливість безпосереднього силової взаємодії системи деталь - абразив - деталь, яка супроводжується абразивним зношуванням. Ця схема взаємодії в чистому вигляді зустрічається рідко, оскільки дисперсний склад абразивних частинок і величина зазорів не володіє постійністю. Переважаючий вплив тієї чи іншої схеми контакту на знос деталей залежить від ряду факторів: параметрів зазорів, швидкості потоку рідини і ін [1-7].

Основними показниками умов гідроабразивного зношування є швидкість, концентрація, маса і абразивна здатність частинок, кут їх зустрічі з зношеною поверхнею (кут атаки), зменшується міцність і корозійні властивості рідини.

Ці показники для різних деталей сільськогосподарських машин коливаються в широких межах. Стосовно гідравлічних систем і машин для зрошення і хімічного захисту рослин концентрація порівняно дрібних абразивних частинок досягає 0,1% за вагою, кут їх атаки близький до нуля, а швидкість, що оцінюється за швидкістю потоку рідини, досягає 30-75 м/с і більше. Деталі машин з водопостачання працюють в гідропотоці значно меншій швидкості (0,2...5,0 м/с) з концентрацією порівняно більших абразивних частинок в межах 0,1...1,0%. Такі ж швидкості потоку характеризують умови зношування деталей ряду інших машин. Однак

концентрація абразивних частинок може бути значно більшою. Для мийок коренеклубнеплодів вона дорівнює 1...25%, а для машин з гідромеханізацією 30...60% [3].

Мінералогічний склад і абразивні властивості частинок, зношують деталі сільськогосподарських машин, у більшості випадків приблизно однаково. Це головним чином компоненти ґрунту, основа абразивної складової якої є кварцовий пісок. Гідропоток може володіти як малою хімічною активністю мінерального масла гідравлічних систем), так і порівняно великою (вода, водні розчини гербіцидів і ін.) [1-12].

Крім хімічної агресивності рідина має і властивостями зменшення міцності, яка підсилює зношувальну дію абразивних частинок.

Різниця в умовах роботи позначається на інтенсивності протікання гідроабразивного зношування деталей сільськогосподарських машин. Ряд досліджень показує, що між гідроабразивним зносом деталі, швидкістю абразивних частинок в потоці, їх масою і концентрацією існує залежність:

$$J = kmqv^3 \quad (1.1)$$

де J – ваговий знос; до k – коефіцієнт пропорційності; m – маса абразивної частинки; q – об'ємна концентрація абразиву; v – відносна швидкість абразивних частинок.

В роботі показник ступеня при швидкості відмінний від трьох і змінюється в значних межах залежно від марки зношуваного матеріалу.

Наведені дані відносяться до швидкості потоку, при яких відбувається інтенсивне гідроабразивне зношування і корозійна дія середовища позначається незначно. При низьких швидкостях потоку (0,2-5,0 м/с) закономірності зношування мають свої особливості [1].

Дослідження проводились на лабораторній установці, представленій на рис. 1.1. Установка складається з циліндричного бака 7, закритого кришкою 2.

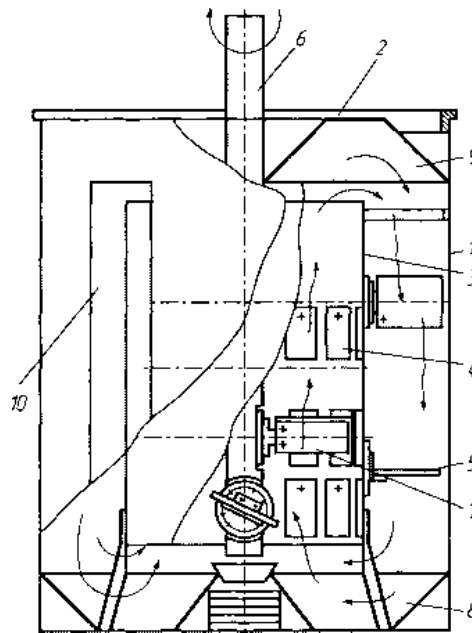


Рис. 1.1. – Схема лабораторної установки для досліджень гідроабразивного зношування матеріалів [13].

Усередині бака співвісно розташована циліндрична вставка 3, на зовнішній і внутрішній поверхнях якої кріпляться до 40 плоских зразків 4 і 5 розміром 80 x 50 x 2 мм. Зовнішні зразки 5 можуть встановлюватися під різним кутом до потоку, який створюється обертовим валом 6 з вісьмома плоскими зразками 7, розташованими по гвинтових лінії. Обертові зразки також можуть встановлюватися під різним кутом до потоку. До нижнього 5 і верхнього 9 відбивачам кріпляться зразки з різними радіусами заокруглення, а під нижнім відбивачем, де швидкість потоку близька до нуля, поміщені зразки, котрі піддаються набухання і корозії [8].

Під дією обертових зразків 7 рідина циркулює з вставки 3 в кільцевий простір між вставкою і баком, чим забезпечується достатня стабільність концентрації і швидкості потоку. Для візуального спостереження, фото- і кінозйомки потоку бак має вікно 10.

Обертання вала 6 установки здійснюється асинхронним електродвигуном через варіатор і двошвидкісну коробку передач, який забезпечує плавну зміну швидкості обертання валу в межах 100...2000 об/хв.

Кислотність гідросуміші визначається рН-метром типу ПДУ-5256. В необхідних випадках бак установки поміщається в термостат.

Встановлено, що в досліджуваному діапазоні швидкостей знос сталей пропорційний кубу швидкості гідропотока. Аналітична залежність зносу зразків зі сталі марки Ст.3 від швидкості гідропотока при куті атаки $22^\circ \dots 30^\circ$ і концентрації природного кварцового піску фракції 0,25-0,316 мм, що дорівнює 15%, може бути представлена у вигляді [3]:

$$J = 0,375 \cdot 10^{-6} v^3, \text{ г}/(\text{см}^2 \cdot \text{год}) \quad (1.2)$$

Аналітичний вираз залежності зносу сталі марки Ст. 3 при тих самих умовах і крупності кварцового піску 0,16-0,25 мм прийме такий вигляд:

$$J = 0,188 \cdot 10^{-6} v^3, \text{ г}/(\text{см}^2 \cdot \text{год}) \quad (1.3)$$

Аналогічні залежності зносу від швидкості отримані і для інших марок сталей при швидкостях потоку 0,2...5,0 м/с. При цих швидкостях залежність зносу сталей від концентрації абразивних частинок носить лінійний характер, однак прямі не проходять через початок координат, що викликано впливом корозії на знос зразків.

Залежність зносу від концентрації абразивних частинок має вигляд:

$$J = a + bq \quad (1.3)$$

де a – складова корозійного зносу в гідроабразивному середовищі;

b – коефіцієнт пропорційності.

Значення показників a і видання для ряду марок сталей при середній швидкості потоку 4 м / с, куті атаки $22^\circ \dots 30^\circ$ і крупності кварцового піску 0,25-0,30 мм наведені в табл. 1.1 [9].

Дослідженню впливу параметрів потоку на знос різних матеріалів присвячений ряд капітальних робіт.

Дослідження показали, що при куті атаки, що дорівнює 10° , зміна зносостійкості технічно чистих металів відбувається пропорційно їх твердості і знаходиться в статичній залежності від модуля пружності.

Таблиця 1.1 – Значення показників a і b [2].

Марка сталі	a	b
X 30	2	0,100
1X13	3	0,090
Ст.3	12	0,150
35	21	0,100
45	20	0,580
65Г	34	0,154
50	47	0,180

Збільшення твердості з підвищенням вмісту вуглецю в відпалених сталях також призводить до збільшення їх зносостійкості. Збільшення твердості термообробкою підвищує зносостійкість в меншій мірі. При твердості більше 700 кг/см^2 зносостійкість заевтектоїдних сталей знижується. Це явище пояснюється збільшенням частки крихкого руйнування із зростанням твердості цих сталей. Термомеханічна обробка сталей не призводить до суттєвого підвищення їх зносостійкості в порівнянні з термообробкою.

Збільшення твердості мінеральних матеріалів також призводить до підвищення зносостійкості. Пластмаси ж, навпаки, схильні до зниження зносостійкості при збільшенні їх твердості по Шору.

Нижче наведені дані по відносній зносостійкості ряду матеріалів. Як еталон прийнятий зразок зі сталі марки Ст.3. Показники відносної зносостійкості дані для двох характерних кутів атаки 10° і 70° (табл. 1.2). Оскільки зносостійкість сталі марки Ст.3 при цих кутах атаки відрізняється незначно, то дані по відносній зносостійкості всіх матеріалів можна порівняти між собою [11].

Оптимальним з точки зору зносостійкості сталей, легованого чавуну і пластмас є кут атаки, близькою до нуля. Ці матеріали зношуються найбільш інтенсивно при куті атаки $40\text{-}50^\circ$. Що стосується гум, то вони зношуються інтенсивніше при малих кутах атаки, так як в цьому випадку погано поглинають кінетичну енергію удару.

Таблиця 1.2 – Відносна зносостійкість матеріалів при різних кутах атаки гідропотоку [12].

Матеріал	Твердість, кг/мм ²	Кут атаки гідропотоку	
		$\alpha=10^\circ$	$\alpha = 70^\circ$
Сталь 35	150	1,1	1,1
Сталь 45	157	1,1	1,1
Сталь 45	570	1,5	1,6
Сталь 45 борована	1480	24,6	3,3
Сталь 65Г	620	1,9	-
Сталь У8А	170	1,2	1
Сталь У8А	740	1,9	-
Сталь У12	260	1,6	1,5
Сталь У12	830	2,3	1,4
Сталь Х12	600	2,1	1,7
Сталь Х12	780	2,7	1,7
Сталь 1Х13	150	2,1	1,3
Сталь 9Х18	210	1,4	1,4
Чавун СЧ 18-36	170	1,1	0,7
Чавун відбілений	620	2,4	1,6
Чавун КЧ 35-10	490	2,4	-
Чавун ВЧ 50-1,5	310	1,9	-
Твердий сплав ВК8	1500	25,8	8,2
Твердий сплав	1100	10,3	3,9
Мінералокераміка С-1	3000	20,0	2,1
Мінералокераміка С-8	3300	36,9	11,9
Наплавка сормайт-1	593	3,1	1,9
Алюмінієвий сплав АЛ-9В	60	0,3	0,4
Мідь	60	0,5	0,7
Бронза Бр АЖ 9-4	150	1,0	-
Латунь ЛМцЖ 55-3-1	133	0,7	-
Латунь Л-62	82	0,5	0,7
Капрон	10	0,3	0,3
Вініпласт	13	0,3	0,2
Поліамід 68	11	0,3	0,4
Поліетилен НД	5,5	0,3	0,2
Полістирол	18	0,1	0,1
Гума Н-6	65	0,3	1,9
Гума В-14	76	0,5	1,3
Гума на основі СКУ 8	90	1,0	1,8

Експериментальна перевірка зношуваних властивостей здійснювалася аналізом фізико-хімічних властивостей проб масел, які працювали різні терміни в гідросистемах тракторів на основних сільськогосподарських операціях. Аналіз ряду показників фізико-хімічних властивостей (кислотного числа, кінематичної в'язкості, вмісту заліза в маслі) проводили за стандартними методиками.

Результати аналізу фізико-хімічних властивостей масел тракторних гідросистем, наведені в табл. 1.3, свідчать, що в'язкість досліджуваних масел в процесі експлуатації знижується повільно. Навіть в дуже несприятливих умовах (при дроселюванні масла з перепадом тиску 65 кг / см^2 через 1200 год роботи) кінематична в'язкість масла Дс-11 γ_{50} знижується всього на 13%, а γ_{100} - на 14% [10].

Кислотне число досліджуваних масел за час роботи їх в тракторній гідросистемі збільшилася незначно і в усіх випадках не перевищувало 0,132 мг КОН на 1 г масла, що можна пояснити позитивним впливом багатофункціональних присадок АзНИИ-7 і ЦИАТИМ-339, присутніх в дизельних маслах. Практикою експлуатації встановлено, що багато масла можуть задовільно працювати при кислотному числі до 2. За даними, тільки при кислотному числі 0,8-1,2 масло здатне виділяти шлаки. Вони особливо шкідливі тим, що виробляють закупорку каналів, що мають малий перетин, наприклад, отвори фільтрів.

Як було показано поруч дослідників, залежність між корозійним і кислотним числом найчастіше відсутня. Кислотне число може зростати, в той час як захисна плівка, створювана присадкою, оберігатиме метал від корозії. В процесі експлуатації корозійних масел по відношенню до матеріалів деталей тракторної гідросистеми помітно не збільшується. Якщо корозійна агресивність свіжого масла з 3% присадки ЦИАТИМ-339 по відношенню до сплаву АЛ 9 склала 0,095, а по відношенню до сплаву Бр. ОЦС-5-5-5 - $0,35 \text{ г/м}^2$, то після 250 год роботи масла в гідросистемі бульдозера - 0,09 і $0,90 \text{ г/м}^2$ відповідно.

Корозійна агресивність масла Ак-10 також незначна. Після 710 год роботи масла в гідросистемі трактора МТЗ-50 корозійна агресивність склала 0,23 г/м² для сплаву АЛ 9 і 0,10 г/м² для сплаву Бр. ОЦС-5-5-5. Настільки низька інтенсивність корозії сплавів дозволяє стверджувати, що корозійний знос чорних металів також буде незначним.

Таблиця 1.3 – Зміна фізико-хімічних властивостей масел в процесі їх роботи в тракторних гідросистемах [7].

Марка трактора і мастило, що застосовується	Вид роботи	Термін роботи мастила, год	Густина кінематична (сст)				Кислотне число, мг КОН/г		Корозійна агресивність, г/м ² **			Механічні добавки, %		
			свіже мастило		мастило проби		для свіжого мастила	для мастила проби	АЛ 9	Бр. ОЦС 5-5-5	СЧ 21-40	залишок на фільтрі	общее количество	
			1/50	1/100	1/50	1/100							SiO ₂	Fe
МТЗ-80* Ак-10	Культивация	55	Не менше 70	Не менше 10	68,21	9,89	Не Менше 0,2	0,132	-	-	-	0,005	0,0010	0,0045
МТЗ-80 Ак-10	Різні польові роботи	710	Не менше 70	Не менше 10	61,48	9,86	Не менше 0,2	-	0,23	0,10	0,48	0,012	0,0071	0,0040
МТЗ-80 Дп-11	Різні польові роботи	1000	-	-	56,71	9,21	-	-	-	-	-	0,017	0,0070	0,0051
ДТ-54А Дс-11	Оранка Робота с	240 60		11±0,5	64,45	10,33	Без присадки 0,02		-	-	-	0,028	0,0040	0,0016
ДТ-54А Дс-11	Робота с бульдозером	250	-	11 ±0,5	63,04	10,36	Без присадки 0,02	-	0,09	0,9	0,48	0,17	0,0087	0,0024
Т-74 Дс-П	Навантажувальні роботи	70	-	11±0,5	62,43	10,33	Без присадки 0,02	0,031	-	-	-	0,022	0,0024	0,0010
Стенд Дс-11	Нагрузка дроселем $p = 65 \text{ кг/см}^2$, $t = 50 + 3^\circ\text{C}$, $n = 1470$	1200	66,59	11,59	57,38	10,18	Без присадки 0,02	0,004				0,040	0,2000	

* Гідроагрегати на масло поставлені МТЗ разом з трактором.

** Корозійна агресивність свіжого масла Дс-11 з присадкою ЦИАТИМ-339 по відношенню до сплаву АЛ 9 склала 0,095 г/м², а по відношенню до сплаву Бр. ОЦС-5-5-5 - 0,35 г / м².

Зі збільшенням терміну служби масла відбувається накопичення механічних домішок розміром більше 1-2,5 мк. Однак частинки оксиду кремнію таких розмірів в маслі присутні в незначній кількості. Це пояснюється інтенсивним дробленням кварцових частинок деталями гідросистеми при

перемінних зазорах і, зокрема, зубами шестерень насоса, що володіють великою твердістю.

Вміст заліза (продукту зносу) в маслі у всіх випадках знаходиться в залежності від вмісту в ньому окису кремнію (абразив), крім першої проби, взятої в період підробітки гідросистеми, коли спостерігається підвищений знос її деталей. Це дозволяє припустити, що знос деталей гідросистеми трактора має абразивну природу.

Наближено середню інтенсивність забруднення масла гідросистеми кварцовою пилом за цикл можна визначити за формулою:

$$G = \frac{g\gamma_M L_T Q_M}{100 T_P \vartheta_P}, \quad (1.4)$$

де g – концентрація окису кремнію в маслі; Q_M – ємність гідросистеми, л; γ_M – питома вага масла, г/см³; L_T – середня довжина гону, м; T_P – тривалість роботи гідросистеми, год.; ϑ_P – робоча швидкість трактора, км/год.

Розрахунок по залежності (1/4) показує, що при виконанні польових робіт в умовах України за робочий цикл в гідросистеми тракторів проникає до $1,0 \cdot 10 \sim 4$ г кварцового пилу, що відповідає інтенсивності забруднення $(5,6- 8,0) \cdot 10^{-2}$ г/год при роботі під навантаженням. Аналізом не враховано інші компоненти ґрунтового пилу і частинки оксиду кремнію, яких затримують фільтром гідросистеми, чисті елементи якого здатні фільтрувати близько 8% всього пилу. Ця величина в процесі експлуатації зростає, так як тонкість фільтрації в міру забруднення фільтра підвищується.

Висновки по розділу 1

Таким чином, умови зношування деталей гідроагрегатів характеризуються великими швидкостями потоку робочої рідини, що володіє значною абразивною здатністю. Це робить можливим протікання двох різновидів зносу, викликаного дією абразивних частинок. Залежно від величини

зазорів, утворених зношуваними поверхнями, і динамічних характеристик цих зазорів переважний вплив надає гідроабразивний або абразивний знос. Перший вид зносу більш характерний для клапанних пристроїв гідравлічного розподільника, другий – для сполучень гідронасоса, золотників і інших деталей.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ГІДРОАБРАЗИВНОМУ ЗНОШУВАННІ

Визначення інтенсивності зношування матеріалів при гідроабразивному зношуванні проводили на лабораторній установці за схемою представлені в роботі [1]. Зразки виготовляли розмірами 70×40×2 мм, кут атаки змінювали в межах 10°...75°. В результаті досліджень встановлено відносна зносостійкість матеріалів гідросистем сучасних тракторів (табл. 3.1). В якості еталонного зразка було взято стійкість сталі Ст. 5 до гідроабразивного зношування

Встановлено, що кут атаки гідропотку по різному впливає на інтенсивність зношування матеріалів. Для сталей зі зменшенням кута атаки зменшується і інтенсивність зношування. Тоді як для гуми інтенсивність зношування вища при малих кутах атаки, що пов'язано в першу чергу з незадовільним поглинанням кінетичної енергії в результаті ударної взаємодії (рис.3.1).

Таблиця 3.1 – Відносна зносостійкість матеріалів при гідроабразивному зношуванні (еталон Ст. 5)

№	Матеріал	Кут атаки гідропотоку		
		$\beta=15^\circ$	$\beta=45^\circ$	$\beta=75^\circ$
1	Сталь 45	1,15	1,20	1,25
2	Сталь 60	1,80	1,85	1,95
3	Латунь ЛЦ25С2	0,40	0,55	0,70
4	Латунь ЛМцОС58-2-2-2-2	0,55	0,60	0,95
5	Сталь AISI 304	2,30	2,35	2,55
6	Сталь У10	1,85	1,95	2,05
7	Сталь 50Х14МФ	1,65	1,55	1,60
8	Сталь 07Х16Н6	1,75	1,90	1,95
9	Гума Н-7	0,4	1,20	1,85
10	Гума В-12	0,5	1,15	1,50

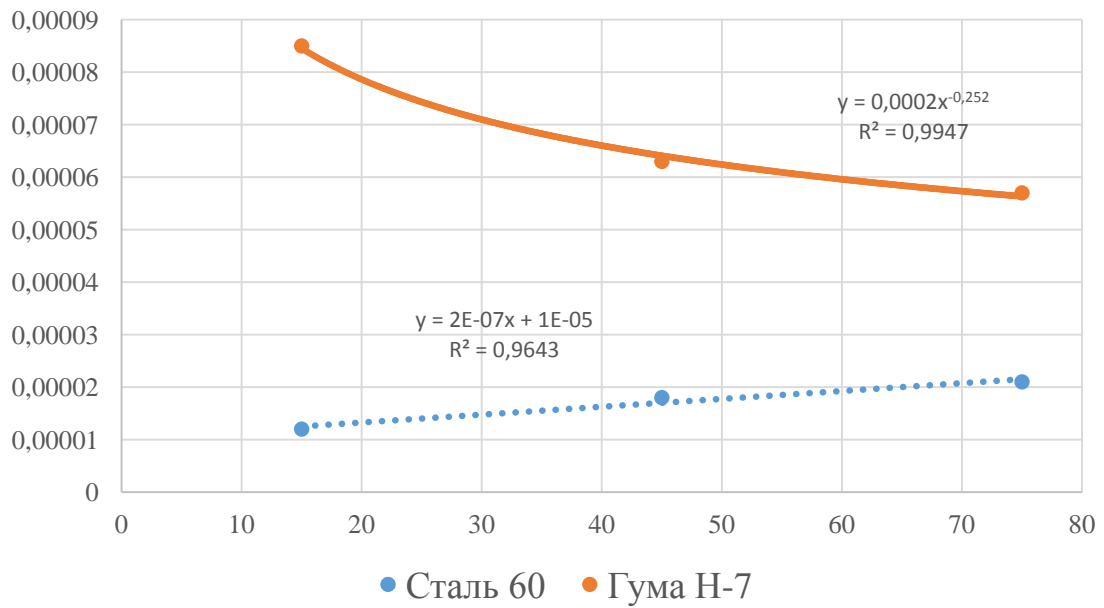


Рис. 3.1. Залежність відносної зносостійкості гуми Н-7 та сталі 60 (швидкість потоку 3 м/с та розмір абразивних частинок 0,5...0,75 мм)

В реальних умовах експлуатації матеріали взаємодіють з оливами абразивні властивості яких можна оцінити в результаті аналізу концентрації наявних абразивних частинок. Матеріали і машини які використовували під час дослідження представлено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Машини і гідравлічні оливи, які використовувались під час досліджень

Марка трактора і оливи	Вид робіт	Тривалість роботи, год.
ХТЗ-150К МГЕ-46В	Польові роботи	450
John Deere 8R 230 JD Hy-Gard	Польові роботи	740
МТЗ-102 Hydro ISO HL 46	Польові роботи	940
JCB 540-170 JCB HP Plus	Розвантажувально- завантажувальні роботи на фермі	230

Результати аналізу фізичних, хімічних та триботехнічних характеристик олив представлено в табл. 3.3. Зі збільшенням строку служби відбувається накопичення механічних домішок більше 0,75 мк. Частинки кварцового піску таких розмірів оливі присутні в маленькій кількості, оскільки в процесі роботи вони подрібнюються в зазорах шестеренчастих насосів.

Також слід відмітити повільну зміну в'язкості дослідних олив у процесі експлуатації змінюється повільно рис. 3.3

Таблиця 3.3 – Зміна властивостей олив в процесі їх експлуатації в тракторних гідравлічних системах під час виконання польових робіт

Марка трактора і оливи	Вид робіт	Тривалість роботи, год.	Механічні домішки, %		
			Залишок на фільтрі	Загальна кількість	
				SiO ₂	Fe
ХТЗ-150К МГЕ-46В	Польові роботи	450	0,011	0,0048	0,0039
John Deere 8R 230 JD Hy-Gard	Польові роботи	740	0,012	0,0039	0,0027
МТЗ-102 Hydro ISO HL 46	Польові роботи	940	0,015	0,0064	0,0048
JCB 540-170 JCB HP Plus	Розвантажувально-завантажувальні роботи на фермі	230	0,009	0,0021	0,0013

Враховуючи отримані результати можна зробити висновок, що деталі машин гідравлічних систем зношуються в результаті абразивної дії частинок кварцового піску, які накопичуються в оливі під час експлуатації.

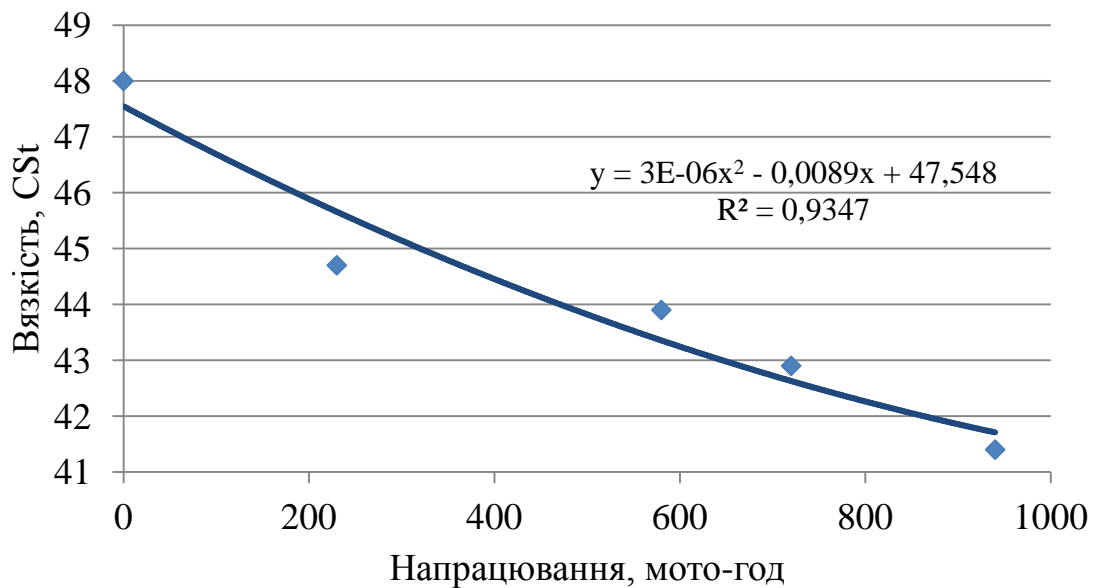


Рис. 3.2. Зміна кінематичної в'язкості гідравлічної оливи Mannol Hydro ISO HL 46 в процесі експлуатації трактора МТЗ-102 на польових роботах (температура визначення кінематичної в'язкості $t=40\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Висновки по розділу 2

Зі зростанням поверхневої твердості та вмісту вуглецю сталях стійкість до гідроабразивного зношування зростає, а у пласмас спостерігається протилежна залежність. Корозійностійкі сталі (AISI 304, 50X14МФ, 07X16Н6) володіють високою стійкістю до гідроабразивного зношування. В реальних рідинах гідравлічних систем наявна велика кількість абразивних частинок.

РОЗДІЛ 3

ЗНОС ПЕРЕПУСКНИХ КЛАПАНІВ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ І ВИБІР ЇХ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

Пропускний клапан 2 тракторного розподільника (рис. 3.1) виконує подвійну функцію: розвантажує гідросистему при переміщенні одного або групи золотників в положення «нейтраль» або «плаваюче» і спільно з запобіжним клапаном 5 обмежує максимальний тиск нагнітання ($130 + 5 \text{ кг / см}^2$ в розподільниках Р75-В3 і Р75-В2). При робочих положеннях золотника (процес переміщення штока силового гідроциліндра) клапан притискається до гнізда розділяючи порожнину нагнітання 3 і порожнину зливу 4.

До клапанного пристрою гідророзподільника пред'являються дві основні вимоги: мала інерційність спрацьовування і збереження герметичності сполучень в процесі експлуатації. Жодне з цих вимог до теперішнього часу не досягнуто. В результаті в момент перемикавання золотників максимум кривої тиску нагнітання значно перевищує тиск настройки автомата повернення золотника в нейтральне положення, а величина витоків робочої рідини внаслідок зносу сполучення конус - гніздо перепускного клапана досягає рівня, при якому об'ємний ККД гідросистеми може знизитися на 7...20%.

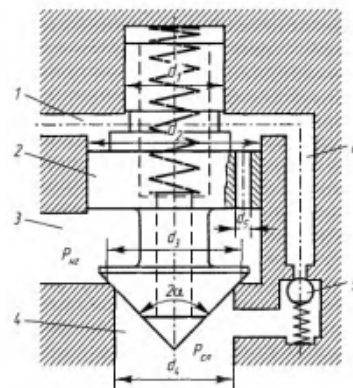


Рис. 3.1. Схема клапанного пристрою розподільника: 1 – канал управління в режимі розвантаження; 2 – перепускний клапан; 3 – порожнина нагнітання; 4 – порожнина зливу; 5 – запобіжний клапан; 6 – канал управління в режимі роботи запобіжного клапана

Конструктивне оформлення ущільнення клапана таке, що конус сполучається з гніздом по гострій кромці. Аналіз динаміки порушення герметичності сполучення показує, що воно виникає на ділянках, що піддаються втомним руйнуванням. Потік рідини, що проривається через утворені нещільності, викликає в подальшому інтенсивну ерозію на окремих ділянках ущільнення.

Причина втомних руйнувань корпусу клапана полягає у високому рівні контактних напружень циклічного характеру, що діють з боку гострої кромки гнізда.

Для визначення питомого тиску в ущільненні клапана слід знати величину ущільнюючого зусилля. Розглянемо суму сил, що притискають конус клапана до гнізда (рис. 3.1):

$$\sum N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (3.1)$$

де N_1 – осьова складова від тиску робочої рідини на клапан; N_2 – сила тиску пружини; N_3 – інерційні зусилля при посадці клапана на гніздо.

Величина зусилля N_1 є функцією тиску нагнітання і витрати через дросельний отвір клапана з діаметром d_5 .

Закономірності кривої тиску нагнітання видно з осцилограми роботи гідророзподільника (рис. 3.2). При положенні золотника розподільника в одному з робочих положень («підйом» або «опускання» примусове) канали управління 1 та 6 (рис. 3.1) закриті, витрата рідини через отвір з діаметром d_5 дорівнює нулю. У цьому випадку клапан притискається до гнізда (за умови герметичності його ущільнення) із зусиллям:

$$\sum N = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_1^2) \Delta p_{\text{нг}} + N_2, \quad (3.2)$$

де d_1 і d_3 – діаметри (рис. 3.1). У серійному розподільнику $d_3 = d_4$; $\Delta p_{\text{нг}}$ – перепад тиску на ущільненні клапана ($\Delta p_{\text{нг}} = p_{\text{нг}} - p_{\text{сл}}$).

Відкриття одного з каналів управління в момент спрацьовування золотника або запобіжного клапана 5 призводить до появи витрати рідини через

дросельний отвір і до зменшення перепаду тиску на поршні клапана. Це викликає відставання зусилля притиску від зростання тиску нагнітання.

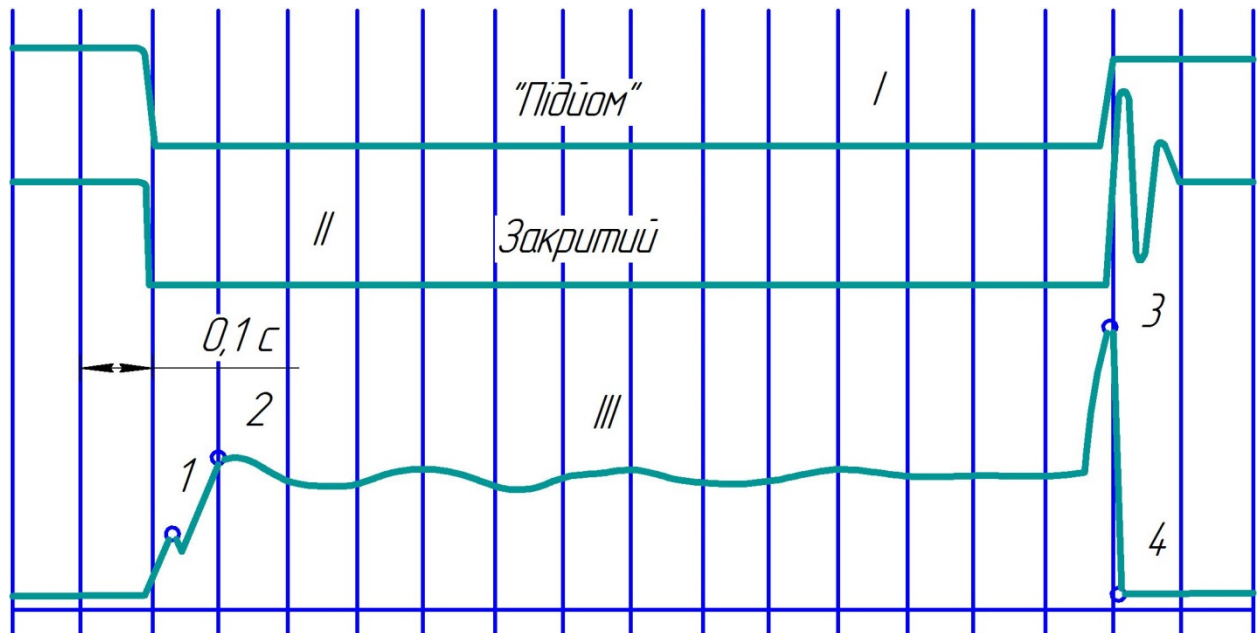


Рис. 3.2. Осцилограма робочого процесу розподільника: I – переміщення золотника; II – переміщення перепускового клапана; III – тиск нагнітання; 1 і 2 – максимальне значення тиску при перемиканні золотника в робоче положення; 3 – максимальне значення тиску при спрацьовуванні автомата повернення золотника в нейтральне положення; 4 – тиск зливу.

У загальному випадку:

$$N_1 = \frac{\pi}{4} [(\Delta p_{\text{нг}} (d_3^2 - d_1^2) - R_{\text{гд}} Q_p^2 (d_2^2 - d_3^2))]. \quad (3.3)$$

тут

$$R_{\text{гд}} = \frac{\gamma}{2\mu^2 f^2 q}, \quad (3.4)$$

де γ – об'ємна вага рідини; μ – коефіцієнт витрати через дросельний отвір; f – площа перетину дросельного отвору; q – прискорення сили тяжіння.

З виразу (3.3) видно, що в момент закриття клапана, коли діє зусилля N_3 , гідравлічне зусилля притиску клапана до гнізда близько до нуля. На всій ділянці осцилограми (рис. 3.2), відповідному закритому клапану сумарне зусилля притиску:

$$\Sigma N = N_1 + N_2, \quad (3.5)$$

Зусилля N_2 , створюване пружиною, на відміну від зусилля не залежить від величини тиску нагнітання і витрати рідини через канали управління.

Розглянемо, як змінюється зусилля гідравлічного притиску N_1 залежно від витрати Q_p через канал управління 6, перекривається запобіжним клапаном. Для цього необхідно визначити залежність $Q_p = f(\Delta p_{нг})$.

Складові втрат тиску по контуру з ділянками канал управління (Δp_y) – запобіжний клапан (Δp_k) – лінія зливу ($\Delta p_{сл}$) пов'язані рівнянням:

$$\Delta p_y + \Delta p_k + \Delta p_{сл} = p_{нг} \quad (3.6)$$

Складові Δp_y і $\Delta p_{сл}$ з рівняння (3.6) можна розрахувати за відомими формулами машинобудівної гідравліки.

Для визначення Δp_k потрібно вирішити систему рівнянь:

$$\begin{cases} h_k = f(Q_p); \\ h_k = f(\Delta p_k) \end{cases} \quad (3.7)$$

(h_k – висота підйому запобіжного клапана).

Допускаючи, що при невеликому підйомі запобіжного клапана площа, на яку діє тиск в сторону відкриття, дорівнює площі клапанного сідла, і, нехтуючи дією гідродинамічних сил в клапанній щілині через їхню малість, рішенням системи рівнянь (3.7) знайдемо наближене значення Δp_k :

$$\Delta p_k = \Delta p'_k + \frac{Q_p}{\Delta p'_y} \quad (3.8)$$

($\Delta p'_k$ - тиск початку відкриття запобіжного клапана).

$$A = \frac{\pi^2 d_c^3 \mu \sin \alpha}{4 c_{ш}} \sqrt{2q/\gamma},$$

де d_c – діаметр сідла запобіжного клапана; $c_{ш}$ – жорсткість пружини запобіжного клапана; α – кут між нормаллю до кульки клапана в точці його контакту з кромкою сідла і віссю отвору клапана.

Підставивши значення Δp_k в формулу (3.7), після деяких перетворень отримаємо рівняння, що зв'язує величину витрати рідини через канал управління з конструктивними параметрами розподільника, тиском нагнітання і тиском настройки запобіжного клапана:

$$Q_p^2 R_{г.уп} + \frac{Q_p}{A\sqrt{\Delta p'_y}} + \Delta p'_к + \Delta p_{сл} - \Delta p_{нг} = 0, \quad (3.9)$$

де $R_{г.уп}$ – сумарний гідравлічний опір каналу управління (дросельний отвір перепускного клапана – отвір сідла запобіжного клапана).

Для серійних розподільників Р75-В3:

$$R_{г.уп} = 9,2 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^3$$

і

$$A = 2,85 \text{ см}^6 / (\text{кг}^{2/3} \cdot \text{с}).$$

Графічне рішення рівняння (3.9) щодо Q_p представлено на рис. 3.3.

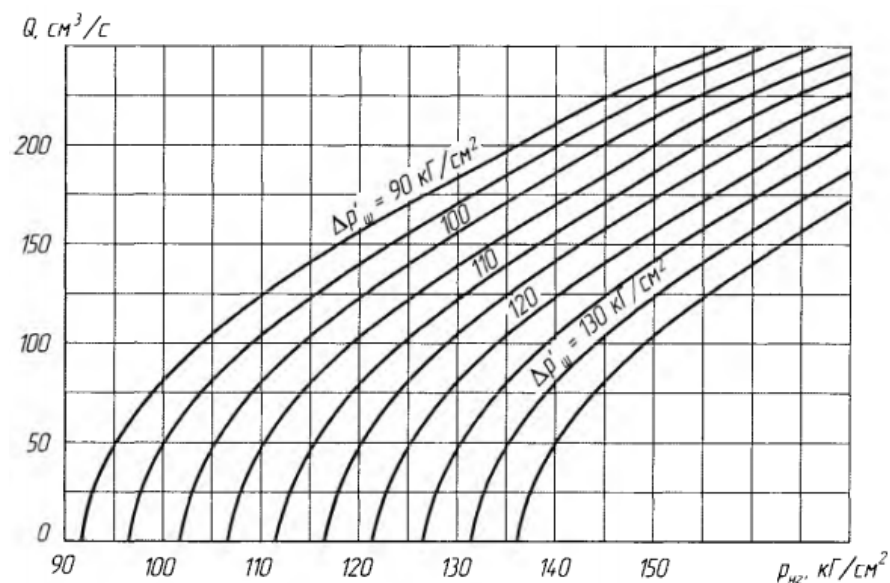


Рис. 3.3. Залежність витрати рідини через дросельний отвір перепускного клапана від тиску нагнітання при різноманітному тиску настройки запобіжного клапана

Підстановкою значень Q_p в рівняння отримана графічна залежність зусилля гідравлічного притиску перепускного клапана до гнізда (рис. 3.4) при різних тисках налагоджування запобіжного клапана.

Аналіз цієї залежності показує, що максимальне зусилля притиску перепускного клапана до гнізда відповідає тиску нагнітання рівному тиску настройки запобіжного клапана. З рис. 3.4 видно, що розрахунковий тиск нагнітання при якому зусилля гідравлічного притиску максимально, дорівнює:

$$p_{нг.расч} = 0,77 p_{нг.мах}, \quad (3.10)$$

де $p_{нг.мах}$ – тиск нагнітання, обмежувальний роботою запобіжного пристрою розподільника.

Тому, виходячи з формул (3.6) і (3.10), максимальне зусилля притиску перепускного клапана до гнізда буде:

$$\sum N_{мах} = 0,61p_{нг.мах}(d_3^2 - d_1^2) + N_2. \quad (3.11)$$

Формула (3.11) отримана на підставі аналізу роботи перепускного клапана в режимі обмеження тиску. Однак вона справедлива і для підрахунку максимального зусилля притиску при нормальній роботі гідророзподільника з автоматом повернення золотника в нейтральне положення, так як тиск відкриття золотником каналу управління 1 вище тиску за формулою (3.10).

Величина максимального питомого тиску на гніздо визначається з виразу:

$$p_k = \frac{0,77p_{нг.мах}(d_3^2 - d_1^2) + N_2}{d_3^2 - d_4^2}. \quad (3.12)$$

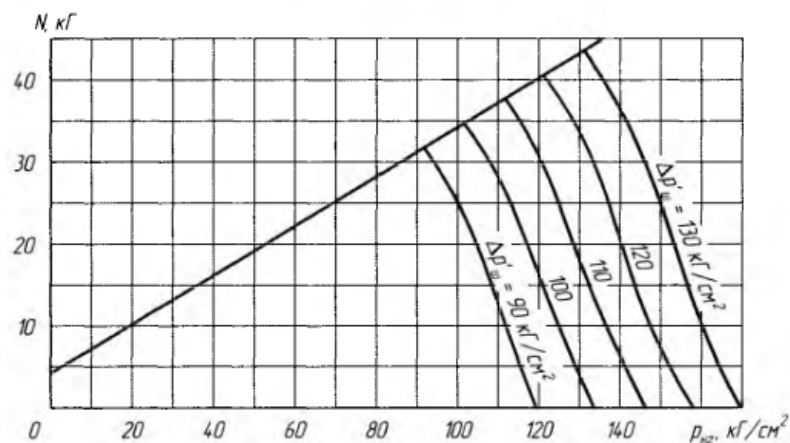


Рис. 3.4. Залежність зусилля притиску перепускного клапана до гнізда від тиску нагнітання при різноманітному тиску настройки запобіжного клапана

Верхня межа тиску $[p_k]$ з точки зору зносостійкості клапанів, виготовлених зі сталі, не повинен перевищувати 800 кг/см^2 . Аналіз залежності (3.12) показує, що питомий тиск в ущільненні перепускного клапана можна знизити до безпечної межі двома шляхами: збільшенням ширини ущільнюючої поверхні гнізда від гострої кромки в серійному виконанні до величини $0,5 \cdot (d_3 - d_4) > 0,13 \text{ мм}$ або зменшенням ущільнюючого зусилля за рахунок конструктивної зміни розмірів d_1 і d_4 .

Нижня межа питомого тиску обмежена умовою дотримання необхідної герметичності ущільнення. Дійсно, поверхні ущільнень не є ідеально гладкими і геометрично правильними. Завдяки нерівностей в зоні контакту утворюються мікроканали, що порушують герметичність стику. У зв'язку з цим питомий тиск повинен забезпечувати деформацію поверхонь, при якій величина мікроканалів не перевищує 0,1 мк, що досить для їх самоущільнення.

Для притертих сталевих клапанів величина питомого тиску визначається із залежності:

$$p_k = \frac{35 + \Delta p}{\sqrt{b}}, \quad (3.13)$$

де b – ширина ущільнюючого пояса, см; Δp – перепад тиску на ущільненні, кг/см².

Розрахунок показує, що при ширині ущільнювача пояса серійного перепускного клапана в 0,13 мм (оптимальної з точки зору його зносостійкості) питомий тиск може знизитися до величини недостатньої для герметизації ущільнення при витоках робочої рідини через дросельний отвір, рівних 6 л / хв.

Оскільки такий рівень витоків в практиці не спостерігається, то ущільнення клапана по поясу шириною більше 0,13 мм є оптимальним як по зносостійкості клапана, так і по герметичності. Значне зменшення ущільнюючого зусилля за рахунок зміни конструктивних розмірів клапана небажано, так як при зносі деталей розподільника питомий тиск може виявитися недостатнім для збереження герметичності ущільнення.

Таким чином, для досягнення герметичності перепускних клапанів гідророзподільників і їх максимальної зносостійкості необхідно дотримуватися умови:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{[p_k]d_4 - 0,77p_{\text{нг.max}}d_1^2 + 1,27N_2}{[p_k]d_4 - 0,77p_{\text{нг.max}}}}. \quad (3.13)$$

Для існуючих конструкцій ця умова досягається при ширині ущільнювача пояса більш 0,13 мм ($d_3 = 19,26$ мм).

Осцилографування робочого процесу гідророзподільника показало, що виконання ущільнюючої поверхні перепускного клапана у вигляді конічного пояса не впливає на його динамічні показники (на максимальне значення тиску нагнітання і закон переміщення перепускного клапана).

Стендовими і польовими випробуваннями було встановлено, що інтенсивність росту витоків при оптимальній ширині ущільнювача пояса зменшується більш ніж в 6 разів.

Висновки по розділу 3

Проведенні теоретичні розрахунки та дослідження дозволили встановити, що ущільнення клапана по поясу шириною більше 0,13 мм є оптимальним як по зносостійкості клапана, так і по герметичності. Значне зменшення ущільнюючого зусилля за рахунок зміни конструктивних розмірів клапана небажано, так як при зносі деталей розподільника питомий тиск може виявитися недостатнім для збереження герметичності ущільнення.

Таким чином, для досягнення герметичності перепускних клапанів гідророзподільників і їх максимальної зносостійкості необхідно дотримуватися умови (3.13)

ВИСНОВКИ

Таким чином, умови зношування деталей гідроагрегатів характеризуються великими швидкостями потоку робочої рідини, що володіє значною абразивної здатністю. Це робить можливим протікання двох різновидів зносу, викликаного дією абразивних частинок. Залежно від величини зазорів, утворених зношуваними поверхнями, і динамічних характеристик цих зазорів переважний вплив надає гідроабразивний або абразивний знос. Перший вид зносу більш характерний для клапанних пристроїв гідравлічного розподільника, другий – для сполучень гідронасоса, золотників і інших деталей.

Зі зростанням поверхневої твердості та вмісту вуглецю сталях стійкість до гідроабразивного зношування зростає, а у пласмас спостерігається протилежна залежність. Корозійностійкі сталі (AISI 304, 50X14МФ, 07X16Н6) володіють високою стійкістю до гідроабразивного зношування. В реальних рідинах гідравлічних систем наявна велика кількість абразивних частинок.

Проведенні теоретичні розрахунки та дослідження дозволили встановити, що ущільнення клапана по поясу шириною більше 0,13 мм є оптимальним як по зносостійкості клапана, так і по герметичності. Значне зменшення ущільнюючого зусилля за рахунок зміни конструктивних розмірів клапана небажано, так як при зносі деталей розподільника питомий тиск може виявитися недостатнім для збереження герметичності ущільнення.

Таким чином, для досягнення герметичності перепускних клапанів гідророзподільників і їх максимальної зносостійкості необхідно дотримуватися умови (3.13)

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖДЕРЕЛ

1. Орлов И. Ф. Относительная износостойкость сталей и процесс образования микро- и макроволн при износе в жидкостно-абразивной среде. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1968. Т1. С. 252-259.
2. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен.(теория, конструкция и расчет) : Кировоград : КОД, 2009. – 257 с/
3. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : Учебник для вузов. Москва : Машиностроение, 1974. 606 с.
4. Кузнецов В. С. Испытания шестеренного насоса : метод. указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа». Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 18 с.
5. Орлов Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. Москва : Машиностроение, 2006. 367.
6. Никитин О. Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: Учеб. Пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 340 с.
7. Бевз О. В. Підвищення технічних характеристик шестеренних насосів типу НШ шляхом усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі: Дис. канд. техн. наук: 05.05.17 / Кіровоградський держ. технічний ун-т. Кіровоград, 2004. 230 с.
8. Руденко Т. В. Улучшение функциональных характеристик шестеренного насоса путем регулирования подачи: дис. канд. техн. наук: 05.05.17 / Кировоградский национальный технический ун-т. Кировоград, 2006. 252 с.
9. Вишенский И. И. Исследование работы шестеренных насосов. *Пневматика и гидравлика*. 1973. С. 264-273.

10. Монахов Н.М. Производительность шестеренного насоса и давление во впадинах зубьев. *Вестник машиностроения*. 1984. № 3. С. 30-34.
11. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода. (Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. Киев : Техника, 1977. 320 с.
12. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет. Москва : Машиностроение, 1966, с. 170.
13. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / Под ред. д-ра техн. наук В. А. Федорца Киев : Вища шк. Головное изд-во, 1987. 375 с.
14. Гідропривід сільськогосподарської техніки : Навчальне видання / За ред. О.М. Погорільця. Київ : Вища освіта, 2004. 368 с.