

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет (ННІ) _____ **конструювання та**
дизайну _____

УДК: 631.372:621.6:62-192

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
надійності техніки
_____ (назва кафедри)

_____ **Новицький А.В.**
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему „Удосконалення технології діагностування гідроприводу робочого
обладнання тракторів”**

Спеціальність _____ **133 – Галузеве машинобудування**
(код і назва)

Освітня програма _____ **Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва**
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ **освітньо-професійна**
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

_____ **К.Т.Н., доц.**
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

_____ **Новицький А.В.**
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ **К.Т.Н., доц.**
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

_____ **Попик П.С.**
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

_____ **Янко М.О.**
(ПІБ студента)

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет _____ конструювання та дизайну _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри
надійності техніки**

_____ **Новицький А.В.**
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“ _____ ” _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Янко Микола Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____

(код і назва)

Освітня програма _____ „Технічний сервіс машини та обладнання сільськогосподарського
виробництва” _____

(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна _____

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи _____ „Удосконалення технології діагностування
гідроприводу робочого обладнання тракторів” _____

затверджена наказом ректора НУБіП України від “ 16 ” грудня 2024 р. № 2266 «С»

Термін _____ подання _____ завершеної _____ роботи _____ на _____ кафедрі
2025.11.26.

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Конструктивні особливості і характеристики гідравлічних приводів робочого обладнання тракторів. 2. Сучасні технології діагностування гідравлічних приводів для забезпечення їх роботоздатності. 3. Технологічні особливості проведення діагностування гідроприводів. 4. Номенклатура обладнання, що застосовують при проведенні діагностування та ремонтних робіт для відновлення роботоздатності гідравлічних приводів тракторів. 5. Типові норми часу на проведення діагностування складальних одиниць гідроприводів. 6. Нормативи витрати матеріалів для проведення технічного обслуговування і діагностування робочого обладнання сільськогосподарських машин. 7. Нормативні документи з охорони праці та техніки безпеки, які регламентують процеси створення безпечних умов праці при діагностуванні та випробуванні складальних одиниць гідравлічних приводів.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз конструктивних особливостей будови гідравлічних приводів та факторів, що визначають довговічність їх роботи.

2. Види зношування характерних ресурсних спряжень гідроагрегатів.

3. Проаналізувати особливості сучасних засобів і способів діагностування з метою підвищення довговічності складальних одиниць гідроприводів тракторів.

Перелік графічного матеріалу (за потреби). _____ Схема дроселя-витратоміра для діагностування гідравлічних приводів тракторів.

Дата видачі завдання “ 10 ” вересня 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

П.С. _____

ініціали)

(підпис)

_____ Попик _____

(прізвище та

Завдання прийняв до виконання _____

_____ Янко М.О. _____

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1. Коротка характеристика об'єкта дослідження та аналіз параметрів, що визначають технічний стан агрегатів гідроприводів тракторів	8
1.2. Аналіз робіт з обґрунтування граничних значень параметрів агрегатів гідроприводів	14
1.3. Аналіз засобів та методів діагностування агрегатів гідроприводів	20
1.4. Завдання дослідження	28
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗНОСІВ АГРЕГАТИВ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТРАКТОРА	29
2.1. Вплив зміни коефіцієнта подачі гідроприводу РО на величини шляху виглиблення плуга	29
2.2. Теоретичні дослідження по визначенню граничних і допустимих значень коефіцієнтів подачі агрегатів гідроприводу РО тракторів	33
2.3. Висновки до розділу	35
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	37
3.1. Загальна програма експериментальних робіт	37
3.2. Програма та методика виконання робіт по дослідженню гідроагрегатів, що надходять у ремонт	37
3.3. Програма та методика проведення експлуатаційних випробувань гідроагрегатів	40
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ЗНОСУ АГРЕГАТИВ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЗМІНУ ЇХ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ	43
4.1. Дослідження відмов гідроагрегатів та аналіз результатів обстеження технічного стану агрегатів, що надходять у ремонт	43
4.1.1. Результати експлуатаційних випробувань гідроагрегатів	46
4.1.3. Аналіз відмов гідроагрегатів	48

4.2. Лабораторні дослідження впливу зносу гідронасосів на зміну їх функціональних характеристик	51
4.3. Висновки до розділу	53
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ І ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИКОНАНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	56
5.1. Удосконалення засобів та методів діагностування агрегатів гідроприводів тракторів.....	56
5.2. Будова і приєднувальні пристрої для діагностування агрегатів гідроприводів	61
5.3. Розробка та виробнича перевірка технології діагностування гідроприводів РО тракторів.....	63
5.4. Оцінка економічної ефективності виконаного дослідження	67
5.4.1. Розрахунок економічного ефекту від впровадження технології та пристрою для діагностування агрегатів гідроприводів тракторів	68
5.4.2. Розрахунок економічної ефективності від застосування нового значення параметра граничного технічного стану гідронасосу	70
5.4.3. Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження розроблених заходів по удосконаленню діагностування гідроприводів РО тракторів.....	71
5.4.4. Витрати на виготовлення і експлуатацію дроселя-витратоміра	72
5.5. Висновки до розділу	73
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ	76
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	77
ДОДАТКИ	81

ВСТУП

Покращання використання техніки, збільшення термінів служби, скорочення простоїв та зменшення експлуатаційних витрат забезпечується високоякісним технічним обслуговуванням, що включає експлуатаційну діагностику, яка є дуже ефективним засобом підвищення надійності машин.

На сучасних тракторах і сільськогосподарських машинах знаходить дедалі ширше застосування гідропривід робочого устаткування рульових управлінь, коробок передач, трансмісій. Гідропривід робочого обладнання тракторів забезпечує високу ефективність використання сільськогосподарської техніки. Проте питома вага відмов агрегатів гідроприводів становить 15...18%, причому до 30% гідроагрегатів знімається з експлуатації з недовикористаним ресурсом. Це свідчить про необхідність удосконалення технології діагностування гідроприводів тракторів.

За останні роки в науково-дослідних організаціях розроблено низку приладів та методів діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки. Проте, більшість із них виготовлено одиничними екземплярами чи малими серіями. Серійно прилади КИ-1097 і КИ-5473 не забезпечують якісного діагностування агрегатів гідроприводів нових марок енергонасичених тракторів К-744, ХТЗ-243К, ХТЗ-181, Т-130. Для підвищення ефективності діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки необхідно подальше вдосконалення засобів та методів діагностування гідроагрегатів.

В даний час при оцінці технічного стану гідроагрегатів та прогнозування їх ресурсу використовуються встановлені за участю автора міжвідомчі тимчасові критерії граничного стану. У зв'язку із закінченням терміну дії цього документа, а також недостатньої обґрунтованості нормативних значень окремих параметрів, потрібне проведення більш глибокого техніко-економічного дослідження впливу зношування агрегатів на роботу гідроприводів тракторів.

Актуальність. Обґрунтування та впровадження економічно доцільних граничних та допустимих величин параметрів технічного стану гідроагрегатів, розробка прогресивних засобів та методів діагностування підвищує ефективність використання гідроприводів сільськогосподарських машин, скорочує витрату запасних частин, отже, має велике народногосподарське значення.

Ціль роботи. Зниження трудомісткості діагностування агрегатів гідроприводів тракторів та підвищення ефективності використання машинно-тракторного парку шляхом обґрунтування граничних та допустимих значень параметрів технічного стану агрегатів гідроприводів робочого обладнання сільськогосподарських тракторів, а також удосконалення засобів та методу діагностування гідроагрегатів.

Об'єкт дослідження - технології діагностування гідроприводу робочого обладнання тракторів.

Предмет дослідження - засоби діагностування гідроагрегатів тракторів.

Публікації. За темою магістерської кваліфікаційної роботи опубліковано 3 тези доповідей, які доповідались на 5-й Міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених (Запоріжжя, 3–28 лютого 2025 р.) / ТДАТУ: ред. С.В. Кюрчев, В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто, О.Г. Скляр [та ін.]. – Запоріжжя: ТДАТУ, 2025 року; на 3-й Міжнародній науково-практичній конференції «OSHAgro – 2024» 30 вересня 2024 року; на XXV Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми сільськогосподарської механіки», присвяченої 124-річчю від дня народження видатного вченого в галузі сільськогосподарської механіки, академіка Національної академії наук України, члена-кореспондента НДУ, доктора технічних наук, професора Петра Мефодійовича Василенка та 95-річчю з дня заснування механіко-технологічного факультету Національного фізико-технічного університету України, 17–19 жовтня 2024 року.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Коротка характеристика об'єкта дослідження та аналіз параметрів, що визначають технічний стан агрегатів гідроприводів тракторів

Сучасні трактори та сільськогосподарські машини оснащені різними гідроагрегатами, що забезпечують високу ефективність використання сільськогосподарської техніки. На всіх сільськогосподарських тракторах починаючи з 1972 року встановлюються роздільно-агрегатні гідросистеми, що містять універсальні гідроагрегати (рис. 1): гідронасос 2, розподільник 4, циліндр 6, рукави високого тиску 5, бак 12, маслопроводи 1, 3, 8, 9, запірні (або розривні) пристрої 7.

Гідравлічні системи сільськогосподарських тракторів призначені в основному для керування підвісними або причіпними сільськогосподарськими машинами. Однак останнім часом гідросистеми тракторів використовують також для збільшення зчіпної маси трактора, силового регулювання глибини оранки, приводу різних робочих органів сільгоспмашин та виконання інших операцій. У зв'язку з розширенням функціонального призначення та відповідно до ГОСТу 17752-72 [13], проекту ОСТу 2.31... "Трактори. Гідравлічні приводи" [19] передбачено надалі називати "Гідравлічні приводи робочого обладнання". У цій роботі з метою скорочення в наступному тексті нами прийнято скорочену назву "Гідропривід РО".

Конструктивний опис гідроагрегатів, принцип роботи та використання гідроприводів РО тракторів сільськогосподарського призначення викладено у книгах Кальбуса Г.Л. [25, 26], Фрумкіса І.В. [79].

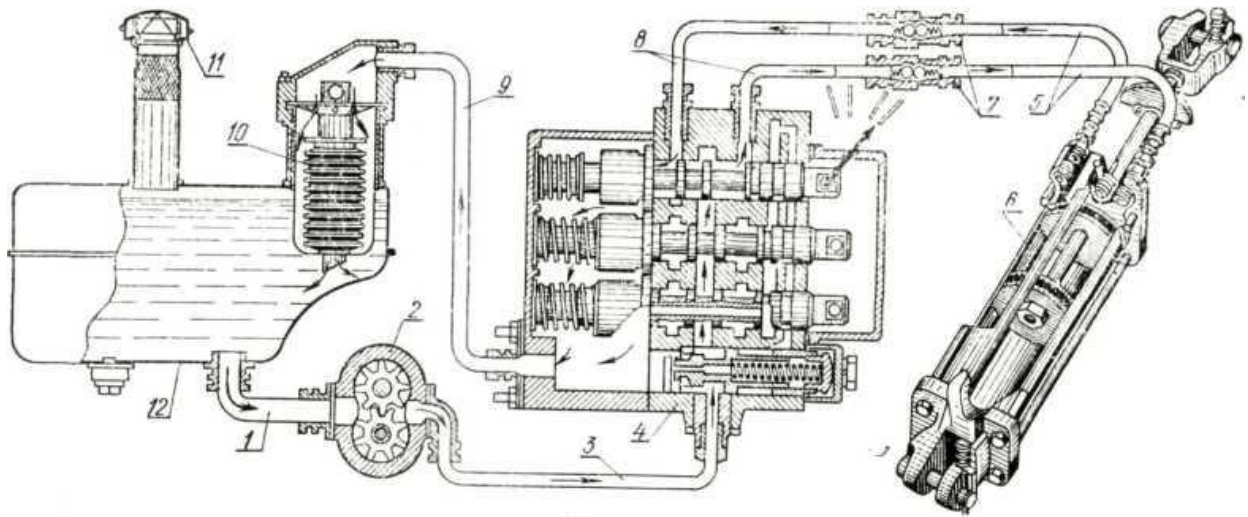


Рис. 1.1. Схема гідроприводу робочого обладнання (навісного механізму) сільськогосподарських тракторів: 1, 3, 8, 9 – трубопроводи; 2 – гідронасос; 4 – розподільник; 5 – рукави високого тиску; 6 – циліндр основний; 7 – запірні клапани; 10 – фільтр; 11 – заливна горловина; 12 – бак.

Більш широкий комплекс питань щодо конструювання, розрахунку та застосування гідроприводів у машинобудуванні викладено у роботах Башти Т.М. [7, 8], Некрасова Т.Т. [26], Прокоф'єва В.М. [21] та інших авторів.

Загалом принцип дії гідроприводу полягає в наступному. Насос 2 засмоктує робочу рідину з бака 12 і нагнітає її в розподільник 4. Розподільник направляє потік рідини до виконавчого органу (циліндра) 6 або на злив в бак 12. При перекладі золотника розподільника в робочу позицію, рідина подається насосом в одну з порожнин циліндра 6, виробляючи. З протилежної порожнини циліндра робоча рідина маслопроводу через розподільник надходить в бак 12. Після закінчення підйому навісної машини, тобто робочого ходу поршня циліндра під дією тиску, що перевищує робоче, золотник розподільника автоматичним пристроєм повертається в нейтральну позицію. При цьому робоча рідина, що подається насосом, з розподільника зливається в бак при низькому тиску, а поршень циліндра замикається об'ємами робочої рідини, відключеними золотником розподільника.

При переведенні золотника розподільника в позиції "опускання" або "плаваючий" поршень циліндра переміщається у зворотному напрямку під дією робочої рідини або ваги навішеної машини.

У гідроприводах РО потужність N , що передається насосом робочою рідиною, перетворюється поступальним рухом поршня в роботу підйому навішеної машини. Однак внаслідок неминучих втрат тиску P та подачі Q не вся потужність передається виконавчому механізму.

Виходячи з функціонального призначення гідроприводу його потужність є вихідним базовим, ресурсним параметром, на якому повинні ґрунтуватися діагностичні параметри та методи діагностування гідроприводу.

Однак діагностування гідроприводу за потужністю вимагає застосування складної апаратури та різних за призначенням датчиків для вимірювання потужності відданої приводним двигуном та гідравлічної потужності гідронасоса, а також вимірювання її в перерізах гідроприводу та на виконавчому органі при навантаженнях відповідних номінальному режиму роботи гідроприводу. Це призводить до певних труднощів при створенні та підтримці постійного навантаження, оскільки воно залежить від маси використовуваної машини, опору ґрунту та інших умов.

Гідравлічну потужність визначає подача (витрата) робочої рідини в одиницю часу через контрольований переріз гідроприводу Q та тиск P у перерізі гідроприводу:

$$N = Q \cdot P$$

Отже, визначення потужності гідроприводу необхідний вимірювання подачі Q і тиску P в контрольованому перерізі. При вимірі потужності гідроприводів навантаження (тиск P) зазвичай створюють дроселювання робочої рідини. При однаковому навантаженні перевірка технічного стану агрегатів гідроприводу зводиться до визначення величини подачі Q (витрати) робочої рідини, оскільки потужність перетворюється в цьому випадку на функцію подачі (витрати)

$$N = f(Q)$$

Враховуючи, що втрати тиску в гідроприводі залишаються практично постійними за термін служби машини, то зміна потужності гідроприводу відбувається через зменшення подачі робочої рідини, що відбувається внаслідок її перетікання через ущільнення, що зношуються, деталей, що розділяють напірні і зливні порожнини гідроагрегатів.

Подачу робочої рідини в гідроприводах здійснюють гідронасоси різних конструкцій, перетворюючи потужність двигуна гідравлічну. Величина подачі гідроприводу залежить від конструктивних розмірів деталей вузла гідронасоса, що коливаються, які визначають робочий об'єм q_T за один оборот. Отже, подача насоса залежить від частоти обертання валу приводу n визначають її за формулою

$$Q = q_T \cdot n$$

Однак сама подача не містить інформації про технічний стан гідроагрегату. Для цього її необхідно порівнювати з вихідною, зазначеною в технічній документації та оцінювати втрати подачі у гідроагрегатах.

Інформацію про технічний стан гідроагрегату, як це підтверджується дослідженнями [4, 16, 24, 27, 34], а також аналізом зносів, наведеним нижче, містять величини витоків робочої рідини ΔQ :

$$\Delta Q = Q_n - Q_d$$

де Q_n і Q_d - номінальна (теоретична) та дійсна (виміряна) подачі.

Витоку робочої рідини гідроприводу РО відбуваються в спряженнях деталей нагнітаючого вузла гідронасоса ΔQ_n ; у клапанних і золотникових спряженнях розподільника ΔQ_p , а також в ущільненнях поршня і штока циліндра ΔQ_c , отже величина загальних витоків в гідроприводі РО може бути визначена наступним виразом:

$$\Sigma \Delta Q = \Delta Q_n + \Delta Q_p + \Delta Q_c$$

Витоку робочої рідини в гідроагрегатах ΔQ залежать від розмірів щілин (зазорів), що збільшуються в результаті зношування спряжених деталей. Теоретичні та практичні дослідження [7, 8, 17, 41] показали наступний характер залежностей для плоских щілин:

$$\Delta Q = \frac{\Delta P \delta^3}{12 \nu \rho l},$$

для концентричних щілин:

$$\Delta Q = \frac{\pi d \Delta P \delta^3}{12 \nu \rho l},$$

де ΔP - перепад тиску в щілині довжиною l і шириною b

δ, d - зазор між спряженими площинами і середній діаметр щілини циліндричних поверхонь;

ν, ρ - кінематична в'язкість та щільність робочої рідини.

З цих формул випливає, що величини витоків робочих рідин в агрегатах гідроприводів в основному залежать від величини зазору в деталях, що сполучаються, а також від тиску P , в'язкості ν і щільності ρ робочої рідини. Витоку робочої рідини в гідроагрегатах різні за своєю величиною та по відношенню до величин подач на різних марках тракторів. Велике значення для аналізу технічного стану гідроагрегатів мають кількісні співвідношення внутрішніх втрат (витік) у гідроагрегатах. Для порівняльної оцінки об'ємних втрат гідроприводу та його складових частин у технічній літературі [7, 8, 41, 5] та ГОСТом 14658-75 [14] передбачено визначення коефіцієнта подачі, який визначають за

$$K_Q = \frac{Q_n}{Q_p} = \frac{Q_p - \sum \Delta Q}{Q_p},$$

де Q_p і Q_n - розрахункова (теоретична) та виміряна (фактична) подача гідроприводу (агрегату).

Коефіцієнт подачі є найбільш інформативним параметром, оскільки він характеризує технічний стан різних за конструкціями агрегатів і гідроприводів в цілому, що дозволяє скоротити кількість необхідної інформації для постановки діагнозу та встановлення подальшої доцільності експлуатації гідроприводу або окремого агрегату.

Як об'єкт дослідження нами прийнято гідропривід робочого обладнання (навісного механізму) тракторів марок ХТЗ-181, ДТ-75, ХТЗ-243К, Т-4А сільськогосподарського призначення з таких причин.

Тракторами цих марок виконується 31,8% орних робіт із загального обсягу сільськогосподарських робіт країни, а їх чисельність становить 29% від загальної кількості.

Гідропривід цих тракторів найбільше навантажений у режимі виконання сільськогосподарських операцій. Агрегати цього гідроприводу використовуються більшості тракторів сільськогосподарського призначення.

Гідропривід РО трактора ДТ-75М характеризується такими параметрами:

1. Подача робочої рідини при номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна, м³ (л/хв) $1,25 \cdot 10^{-3}$ (75);
2. Робоча рідина - олива моторна М10В;
3. Об'єм робочої рідини, м³ (л) 0,022 (22);
4. Робочий тиск, МПа 10;

Гідропривід РО складається з наступних агрегатів:

Насос шестеренний марки НШ-50У. (Робочий об'єм м³/об (см³/об)
 $0,49 \cdot 10^{-4}$ - (95,7);

Розподільник клапанно-золотникового типу марки Р75-23;

Циліндр двосторонньої дії марки Ц110 (діаметр циліндра, 0,11 м хід штока 0,25 м).

З наведеного вище аналізу випливає, що для вирішення технічних питань, пов'язаних з надійністю гідроприводів, а також з організацією їх технічного діагностування, необхідно вивчення зміни об'ємних втрат агрегатів гідроприводів у процесі експлуатації та їх впливу на працездатність машини. Основні параметри - подача Q та її втрати в гідроагрегатах ΔQ , що характеризуються коефіцієнтом подачі K_Q робочому тиску P , (для певних робочих рідин в'язкістю ν) і густиною ρ), необхідно використовувати як основні ресурсні параметри в діагностичній документації на виготовлення гідроагрегатів.

1.2. Аналіз робіт з обґрунтування граничних значень параметрів агрегатів гідроприводів

У технічній документації на виготовлення та експлуатацію гідроагрегатів параметри граничного технічного стану різні за своїми значеннями.

У 1976 році Міністерством тракторного та сільськогосподарського - машинобудування, Міністерством сільського господарства СРСР та В/О "Сільгосптехніка" затверджено тимчасові технічні критерії граничного стану агрегатів та вузлів сільськогосподарських тракторів [12]. У цьому міжвідомчому документі встановлено такі критерії граничного стану гідравлічних агрегатів тракторів, при досягненні яких ресурс агрегатів вважається вичерпаним:

насос - об'ємний ККД 0,7 і менше;

розподільник - витік робочої рідини в парі "корпус-золотник" $1,6 \cdot 10^{-6}$ м³/с (10 см³/хв) і більше, об'ємний ККД 0,8 і менше;

гідроциліндр – згин штока (максимальний тиск понад 1,5 МПа);

витік оливи по штоку не більше 5-ти крапель за хвилину.

Вказані вище критерії граничного стану встановлені за результатами науково-дослідних робіт, а також виконаних раніше робіт інших дослідників. Однак систематизованих даних з техніко-економічним обґрунтуванням цих параметрів немає.

Питання обґрунтування показників граничного технічного стану - агрегатів гідроприводів робочого обладнання тракторів знайшли відображення у роботах Г.Л. Кальбуса, В.А. Дегтярьова, Ю.М. Сісюкіна, І.В. Афанасенко, Н.С. М'ясоїдова, М.П. Савунова, В.А. Дідура, Н.І. Жежери та ін.

Методи визначення граничних значень параметрів технічного стану машин та вузлів за технологічними, технічними та економічними критеріями викладено у працях Веденяпіна Г.В., Ю.К. Кіртбая, М.П. Сергеева [11], Ю.А. Конкіна [31], Р.М. Колегаєва [30], Л.С. Єрмолова, В.М. Кряжкова, В.Є. Черкуна [19], Х.Х. Маака [88].

Більш детальна розробка та розвиток методу визначення оптимальних термінів служби машин та їх складових частин викладено у роботі Селіванова А.І. «Основи теорії старіння машин» [47], питання визначення значень, що допускаються, розроблені Міхліним В.М. і опубліковані в книзі "Прогнозування технічного стану машин" [50].

У зв'язку з широким впровадженням роздільно-агрегатних гідросистем на тракторах, у 1989 році було розроблено методику перевірки технічного стану гідроагрегатів та прилад ДР-70, якому присвоєно шифр КИ-1097. Результати випробування цього приладу викладено у роботі "Удосконалення технічного обслуговування тракторів"[11]. У цій роботі на підставі аналізу графіків часу підйому сільськогосподарських знарядь гідросистемою тракторів запропоновано (граничні) технічні показники гідроагрегатів. Як оціночні параметри були встановлені: об'ємний коефіцієнт подачі гідросистеми ($K_Q = 0,5$); величина витоків у розподільнику (5 л/хв); коефіцієнт подачі гідронасосу ($K_{QH} = 0,6$)

Для контролю загального технічного стану була рекомендована перевірка гідросистеми за часом підйому навісної машини, а також за величиною її транспортної осадки.

У роботі [33] розглянуто роботу гідроприводів навісних пристроїв тракторів на оранці з навісними плугами. Розрахунковим шляхом отримано функціональні залежності шляху виглиблення робочих органів залежно від коефіцієнта подачі гідросистеми трактора.

В результаті виконання роботи [33] зроблено висновки, що підтверджують показники, отримані раніше у звіті [41]. Однак у роботах [33, 41] визначення значень параметрів вибракування проводилося тільки за часом підйому або шляху виглиблення плуга і не підтверджено аналізом інших параметрів, що впливають на працездатність гідроприводу.

Значну роботу з обґрунтування граничних параметрів гідроагрегатів виконано доктором технічних наук Кальбусом Г.Л. [25 і 26]. Автором наведено аналіз ширини оброблюваних ділянок на кінцях гонів з причіпними та навісними орними агрегатами. Виходячи з умови, що ширина поворотної

смуги у навісного агрегату повинна бути не більше ширини поворотної смуги при роботі трактора з негідрофіційованим плугом, встановлено, що "оцінним параметром визначення непридатності гідромеханізму до подальшої експлуатації слід вважати час підйому навісної машини з робочого в "транспортне", що дорівнює 6,8 с, так як на. Автор вводить також додатковий показник оцінки граничного стану гідросистеми - "гідронасос повинен створювати тиск у системі, необхідний для спрацьовування автоматичних пристроїв повернення золотників у нейтральне положення". У роботі наводяться характеристики нових та зношених насосів НШ-32 та НШ-50 (рис. 2 і 3), з яких автором зроблено висновок, що насос, що розвиває тиск 11,0...12,5 МПа, має об'ємний коефіцієнт корисної дії 0,5...0,55.

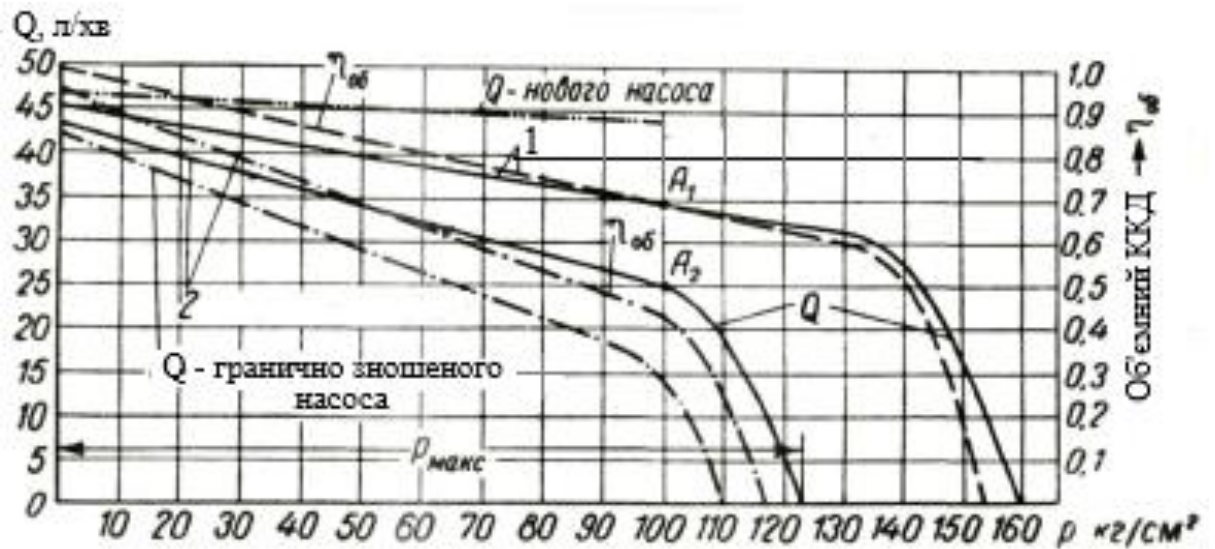


Рис. 1.2. Продуктивність та об'ємний ККД насоса НШ-32 залежно від тиску нагнітання при $n = 1200$ об/хв ведучої шестерні та різного ступеня зносу.



Рис. 1.3. Продуктивність та об'ємний ККД насоса НШ-50 залежно від тиску нагнітання при $n = 1300$ об/хв ведучої шестерні та різного ступеня зносу.

Однак автор вважає, що об'ємний ККД, рівний 0,55, є оцінним показником гідросистеми, а не одного насоса. З аналізу впливу робочих рідин на характеристики гідроагрегатів автор встановив, що "гідромеханізм може мати низький об'ємний ККД через невідповідність або погану якість робочої рідини". Тому загальний об'ємний ККД гідромеханізму визначено добутком двох рівнозначних об'ємних ККД, що залежать, один - від робочої рідини (η_{v^p}), а інший - від стану гідроагрегатів (η_{v^a}).

Отже, вважає автор "визначальним" придатність до нормальної експлуатації комплектних, але зношених гідроагрегатів (насоса, розподільника циліндра) або неякісної робочої рідини є об'ємний ККД, рівний 0,74. І далі в загальних висновках записано: "насос або розподільник гідросистеми непридатні для подальшої експлуатації, якщо об'ємний ККД кожного гідроагрегату нижче 0,74 при тиску 100 кг/см^2 ".

Технічний стан розподільника запропоновано визначати за двома гранично допустимими критеріями - "за витокami рідини за 30 хвилин із

силового циліндра при тиску, що відповідає середньому тиску в силовому циліндрі при підйомі навісної машини, або ж за гранично допустимим об'ємним ККД ($\eta_v = 0,74$).

Автором розроблено метод визначення допустимої осідання навісної машини, заснований на аналізі положення робочих органів навісного плуга при наїзді на перешкоду (висотою або глибиною 150 мм) колісного або гусеничного тракторів при транспортних переїздах з навісною машиною. Наведено граничні значення осадки навісної машини для тракторів МТЗ-82; ДТ-75М.

З цієї роботи можна зробити такі зауваження:

1. При обґрунтуванні граничних показників агрегатів гідроприводу не слід було враховувати "невідповідність або погану якість робочої рідини", оскільки інструкціями заводів-виробників допускається робота гідроагрегатів лише на відповідних робітників рідин, які мають певні якісні параметри. При поганій якості робоча рідина має бути негайно замінена.

2. Вимоги до значень коефіцієнтів подачі гідронасосів та розподільників не можуть бути однаковими. Коефіцієнти подачі більшості нових розподільників становлять 0,98-1,0; в той же час у шестеренних насосів, що випускаються, досягнення таких коефіцієнтів подачі не представляється можливим, зазвичай коефіцієнт подачі гідронасосів знаходиться в межах 0,8-0,94. Часто усунення внутрішніх витоків робочої рідини в розподільниках може бути виконане регулювання або іншими порівняно простими ремонтними операціями. Доцільно було б врахувати можливість відмов насоса і розподільника. Це дозволяє зробити висновок про те, що для гідронасосів, розподільників не слід було б встановлювати граничні показники за об'ємним коефіцієнтом подачі, виходячи з їх одночасного досягнення рівного показника граничного стану.

У роботах [17, 18] на підставі досліджень впливу зносу золотникових пар, овальності, довжини перекриття робочих поясків золотників в отворах корпусу на загальну величину витоків робочої рідини в розподільниках, при

положенні золотників у позиції "підйом", обґрунтовано граничні та допустимі величини зазорів у золотникових парах. Граничні показники золотникових пар, запропоновані автором, слід прийняти за основу в подальших дослідженнях за умови використання гідрозамку або клапана циліндра. У роботі [18] автор на підставі аналізу значення витоків робочої рідини в розподільниках, що надійшли в ремонт, встановив, що середньоарифметичне значення витоків у розподільнику складає $10500 \text{ см}^3/\text{хв}$, що відповідає коефіцієнту подачі розподільника $\eta_v = 0,76$ при роботі гідросистеми з насосом НШ-32.

Надалі автор, вважаючи, що наведені результати узгоджуються з висновками Г.Л. Кальбуса [24], пропонує "граничним значенням об'ємного ККД розподільника вважати значення $\eta_v = 0,74$ ". Однак, відповідно до технічних умов [34] і технічних вимог [3] коефіцієнт подачі розподільника підраховується з розрахунку номінального пропускного потоку робочої рідини. В цьому випадку для розподільника Р75-23 автор мав би отримати на підставі своїх даних граничний коефіцієнт подачі, що дорівнює 0,86. Пропонований автором граничний показник коефіцієнта подачі розподільника підлягає уточненню.

Граничні значення зазорів у золотникових парах розподільників - визначені на підставі аналізу графіків залежностей, представлених на рис. 4. Граничні та допустимі зазори запропоновані залежно від варіантів використання розподільника:

- при роботі розподільника (одною золотниковою парою граничне значення зазору дорівнює 0,060-0,062 мм, допустиме - 0,036;

- при роботі розподільника трьома золотниковими парами одночасно - граничне значення зазору дорівнює 0,048-0,050 мм, допустиме - 0,024 мм.

Граничне значення зазору в золотниковій парі розподільника з умови транспортного осадки навісної машини автор вважає рівними 0,022-0,028 мм.

Встановлено також, що при витoku через запобіжний клапан, що дорівнює $100 \text{ см}^3/\text{с}$ ($0,036 \text{ м}^3/\text{год}$) відкривається перепускний клапан та розподільник стає непрацездатним.

З наведеного аналізу літературних джерел видно, що автори не мають єдиної думки щодо граничних значень основних параметрів агрегатів гідроприводів. Запропоновані граничні значення параметрів гідроагрегатів обґрунтовувалися на дослідженнях застарілих марок гідроагрегатів, що раніше випускалися. Тому потрібне проведення додаткових досліджень з метою обґрунтування граничних значень параметрів агрегатів сучасних гідроприводів.

1.3. Аналіз засобів та методів діагностування агрегатів гідроприводів

При діагностуванні гідроприводів тракторів та інших сільськогосподарських машин в нашій країні широко застосовують розроблений ГОСНИТИ серійно випускається Ризьким заводом "Старс" прилад КИ-1097 (раніше маркувався ДР-70/9, 10) і пристрій КИ-5473 [9, 19, 27], більш розширеного комплексу приєднувальних штуцерів.

Прилад КИ-1097 (рис. 3) складається з корпусу, в якому змонтовано манометр 11 і дросель щілинного типу. На ручці 6 дроселя закріплений лімб 7 зі шкалою витрати.

На лімбі нанесена шкала витрат робочої рідини оливи М10, що протікає через певні перерізи щілини дроселя при тиску 10 МПа. За допомогою приладу КИ-1097 визначають витрати робочої рідини, а також тиск перепуску різними клапанними пристроями гідроприводів сільськогосподарської техніки.

Прилад КИ-1097 має такі недоліки:

- шкала витрат приладу (до 80 л/хв) не забезпечує діагностування гідроприводів тракторів К-700А, К-744 із витратами до 150 л/хв;

- прилад не має запобіжного пристрою. Тому при включенні потоку робочої рідини в закритому положенні дроселя приладу можливі поломка манометра або пошкодження гідронасосу, рукавів високого тиску та інших складових гідроприводу;

- шкала витрати приладу дійсна лише для тиску 10 МПа. Тому при вимірі витрат на інших тисках необхідно користуватися поправними коефіцієнтами, що ускладнює експлуатацію приладу.

З метою скорочення часу діагностування агрегатів гідроприводів співробітниками Української філії ГОСНИТИ Кірсою В.І., Потапенко Н.Х. та Яременко В.М. [28, 39] запропоновано приєднувальний пристрій КИ-6272, який дозволяє підключати прилад КИ-1097 в гідролінії насос-розподільник. Повертанням голки пристрою відключається розподільник від насоса, при цьому проводиться діагностування насоса. При підключеному розподільнику проводиться перевірка подачі та тиску спрацьовування клапанів розподільника. Однак пристрій КИ-6272 через його габарити в деяких випадках неможливо встановити на тракторах окремих марок.

З метою вдосконалення діагностування гідроагрегатів Латвійська сільськогосподарська академія спільно із заводом "Старс" розробили переносний прилад ПДГ-52 [31]. У гідравлічну систему приладу ПДГ-52 (рис. 1.5)

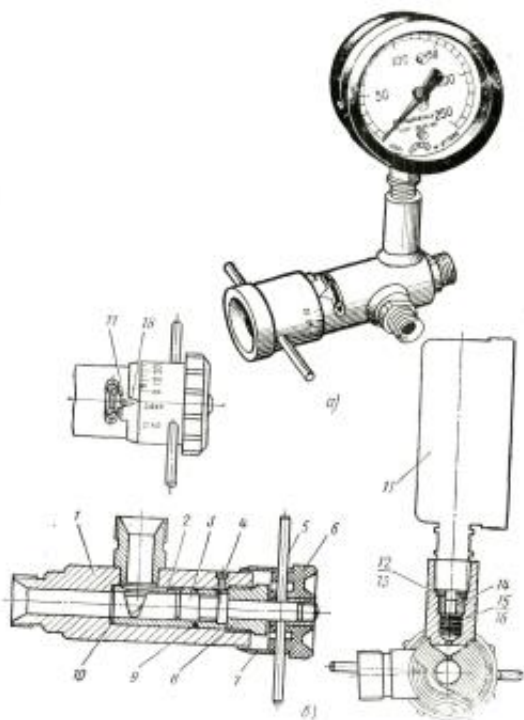


Рис. 1.4. Прилад для діагностування агрегатів гідроприводів КИ-1097:
 а) загальний вигляд; б) будова; 1 – корпус; 2 - гільза; 3 – плунжер; 4 – гвинт; 5 – стрижень; 6 - рукоятка дроселя; 7 – лімб шкали витрат; 6 – гайка; 9, 10, 12, 13 - ущільнювальні прокладки; 11 – манометр; 14 – гайка спеціальна; 15, 16 - шайби та пластини демпфера; 17 - обмежувач; 18 - стрілка-показчик.

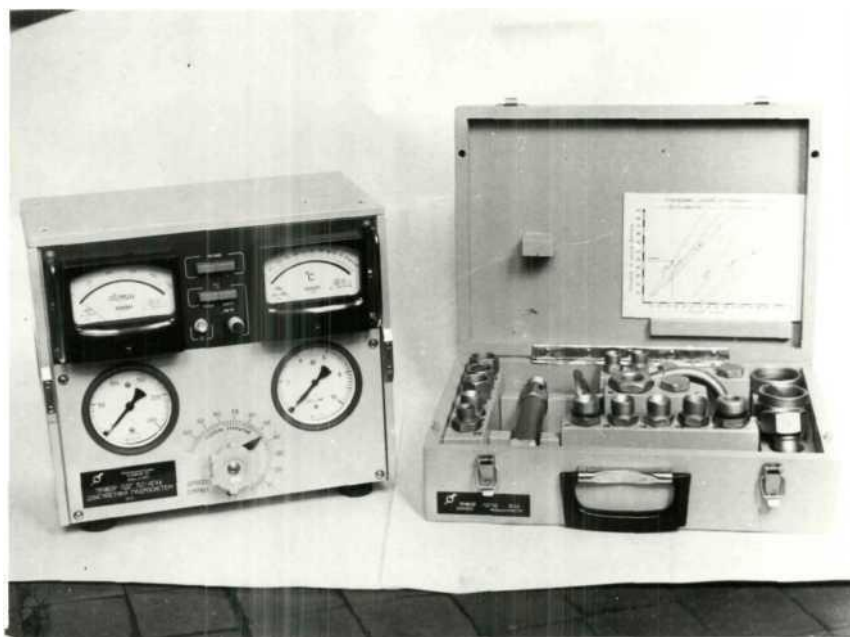


Рис. 1.5. Прилад ПДГ-52 для діагностування гідросистем.

вмонтований прилад КИ-1097-1 з встановлюваною паралельно йому змінною діафрагмою, через яку пропускається частина потоку робочої рідини при діагностуванні гідроприводів з подачами, що перевищують 80 л/хв ($0,00133 \text{ м}^3/\text{м}$). У приладі встановлені індикатори частоти обертання колінчастого валу двигуна та температури робочої рідини. Електронна схема посилення сигналів датчиків живиться від елементів живлення типу 373-1, 5 В.

Прилад ПДГ-52 дозволяє визначати основні технічні параметри гідроагрегатів з робочим тиском до 16,0 МПа, зокрема подачу насосів до 160 л/хв ($0,00266 \text{ м}^3/\text{с}$), що визначається за номограмою. Прилад дозволяє визначати опір зливної лінії гідроприводу (опір, що створюється фільтром). Прилад ПДГ-52 має такі недоліки:

- велика вага (15 кг) та габарити приладу (430x325x105) ускладнюють його широке використання у польових умовах. Його важко встановити на тракторі. Для встановлення поза трактором необхідні рукави високого тиску великої довжини, а також переносна підставка. Потрібне підключення датчика обертів до лінії паливного насоса.

- ПДГ-52 складний за конструкцією через наявність електронної системи посилення сигналів датчиків частоти обертання, температури, а також наявності мікроамперметрів, що вимагають переградування шкал.

- для визначення величини подачі робочої рідини потрібно скористатися номограмою.

У ГОСНИТИ розроблено гідротестер КИ-5607 (рис. 1.6) та метод перевірки технічного стану гідроприводів сільгоспмашин [32, 36, 41], заснований на аналізі перехідних процесів гідроприводу. Гідротестером визначають подачу робочої рідини гідроприводу, тиску налаштування клапанних пристроїв, а також сумарні витоки робочої рідини в циліндрі та

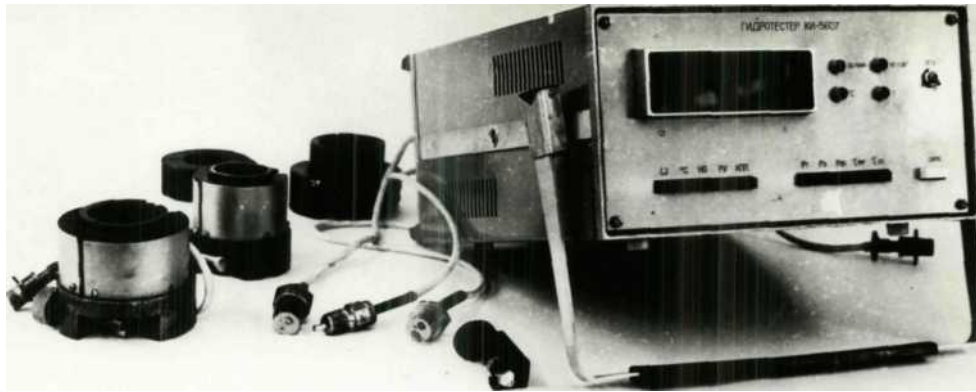


Рис. 1.6. Гідротестер "КИ-5607 ГОСНИТИ"



Рис. 1.7. Гідротестер фірми Nuday Company

золотниковій парі розподільника.

Величину і швидкість тиску вимірюють навантаженням датчика, накладається на шток гідроциліндра при втягуванні до повного загальмовування поршня. По зміні швидкості наростання тиску гідроприводі оцінюється подача робочої рідини гідроприводу. У роботах [12 і 16] наведено результати дослідження впливу режимів роботи гідроприводу та конструктивних параметрів його складових частин (довжин шлангів, об'ємів циліндрів, жорсткості системи) на зміну діагностичного параметра, що

вимірюється гідротестером КИ-5607. У зв'язку з впливом різних параметрів гідроприводу запропоновано визначати технічний стан порівняно із зразковими параметрами, встановленими кожної марки машин.

Гідротестер КИ-5607 ГОСНИТИ та метод перехідних характеристик мають велику перспективність, оскільки при використанні накладних датчиків виключається необхідність роз'єднання оливопроводів гідроприводів машин. Однак при поелементному діагностуванні гідротестером КИ-5607 необхідно роз'єднувати оливопроводи гідроприводу для монтування в гідролінію датчика витрати робочої рідини.

Поруч науково-дослідних інститутів ведеться розробка приладів для діагностування гідроприводів машин із використанням турбінно-тахометричних датчиків витрати типу ТДР-13 [18, 20].

До недоліків турбінних витратомірів слід віднести вплив в'язкості, забруднення робочої рідини, необхідність формування потоку, що призводить до збільшення габаритів та маси діагностичної апаратури.

Широке впровадження діагностичних приладів із турбінними витратомірами стримується складністю виготовлення датчиків витрати, електронної апаратури, а також високою вартістю їх виготовлення. Використання таких приладів також потребує роз'єднання оливопроводів гідроприводу та не знижує трудомісткості діагностування.

Останнім часом розробляються термодинамічні [17, 23], акустичні [18, 20] та деякі інші методи та прилади технічного діагностування гідроагрегатів. Так, у роботі [33] вказується, що розроблено два експериментальних: варіанти вимірювальних пристроїв, що дозволяють термодинамічний метод перепаду температури робочої рідини) з високою точністю визначати втрати енергії в гідромапшнах. Вимірювання температури проводиться термопарами, вбудованими у вхідну та вихідну гідролінії насоса. Отже, при діагностуванні в умовах експлуатації необхідно роз'єднання ліній гідроприводу у двох місцях, що спричинить великі труднощі. Крім цього, для

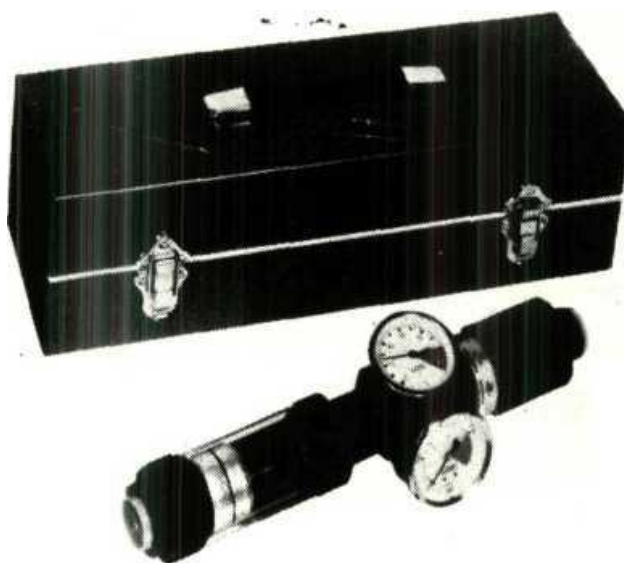
різних умов рекомендується вводити виправлення, для чого необхідно користуватися номограмами.

Розроблені на основі цих методів засоби поки що не знайшли широкого застосування через складність виготовлення апаратури, високу її вартість; не вирішено деяких технічних питань їх використання; сфера застосування цих засобів обмежена лабораторними дослідженнями або дуже малим використанням.

Як портативні прості засоби діагностування гідроприводів у США рекламують чотири тестери фірми Mac fluid (рис. 1.8), що дозволяють



а)



б)

Рис. 1.8. Прилади зарубіжних фірм: а) Тестер фірми Mac fluid Power; б) Тестер фірми HCC Product Inc

контролювати подачі робочої рідини від 10 до 520 л/хв ($0,166 \cdot 10^{-3}$ до $8,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$) і вимірювати тиск до 30 МПа, а також тестер фірми HCC Product Inc. двох типорозмірів з вимірюванням подач 5...55, 10...110 л/хв ($0,08 \cdot 10^{-3}$... $0,9 \cdot 10^{-3}$, $0,166 \cdot 10^{-3}$... $1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$) та тиск - до 21 МПа [16].

Недостатньо досліджено методи оцінки герметичності золотникових пар та ущільнень циліндрів, що впливають на величину транспортного осідання навісної машини при переїздах тракторного агрегату. У технічній літературі [9, 10, 22], і також "Технологією діагностування тракторів" [15] передбачено перевірку герметичності золотникових пар і циліндрів шляхом виміру величини транспортної осадки. Метод досить надійний, широко застосовується, проте він потребує навішування на трактор навісної машини чи певного вантажу. Метод дуже трудомісткий, оскільки перевірка осідання проводиться за 30 хвилин; недостатньо точний через різні за величиною тиску створюваних навісними машинами.

З метою підвищення ефективності діагностування агрегатів сільськогосподарської техніки потрібна модернізація приладу КИ-1097, а також удосконалення засобів та методу вимірювання малих витоків в спряженнях деталей гідроагрегатів, що чинять вплив на величину транспортної осадки начіпної машини.

З проведеного аналізу виконаних робіт та літературних джерел з розробки та використання засобів та методів діагностування, а також щодо визначення граничних та допустимих параметрів агрегатів гідроприводів тракторів впливає:

- комплексних досліджень, спрямованих на обґрунтування граничних і допустимих значень параметрів технічного стану агрегатів гідроприводів тракторів загалом, проведено недостатньо;

- встановлені раніше параметри граничного технічного стану дуже різних за своїми значеннями переважно відносяться до агрегатів, знятих з виробництва. Допустимі значення параметрів для агрегатів гідроприводів, необхідні при діагностуванні, не розроблені;

- з розроблених засобів діагностування в даний час серійно випускається прилад КИ-1097, проте він не забезпечує діагностування гідроагрегатів з підвищеною подачею робочої рідини.

1.4. Завдання дослідження

Відповідно до мети та на підставі аналізу стану питання поставлені такі **завдання:**

1. Обґрунтувати граничні та допустимі значення параметрів агрегатів гідроприводів РО сільськогосподарських тракторів.

2. Розробити пристрій за типом приладу КИ-1097, що забезпечує більш ефективне діагностування гідроприводів тракторів з витратою робочої рідини до $2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (160 л/хв).

3. Розробити технологію діагностування агрегатів гідроприводів РО тракторів з використанням розроблених засобів.

4. Визначити економічний ефект від запровадження результатів дослідження.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗНОСІВ АГРЕГАТІВ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ТРАКТОРА

2.1. Вплив зміни коефіцієнта подачі гідроприводу РО на величини шляху виглиблення плуга

Гідравлічний привід робочого обладнання трактора призначений для переведення робочих органів сільгоспмашин та знарядь із робочого у транспортне положення. Швидке піднесення машини забезпечує хорошу маневреність тракторного агрегату, зменшує ширину поворотної смуги на кінцях гонів поля, що обробляється.

Дослідженнями Г.Л. Кальбуса [24, 25] встановлено, що якщо гідропривід навісного механізму забезпечує нормальну експлуатацію трактора при виконанні орних робіт, то він придатний для використання на решті сільгоспробіт з навісними машинами, оскільки вони вимагають менших витрат потужності при виглибленні робочих органів з ґрунту. Тому параметри граничного технічного стану агрегатів гідроприводу навісного механізму трактора необхідно встановлювати на підставі аналізу впливу зношування гідроагрегатів на величину шляху виглиблення плуга.

Порівнюючи ширину поворотних смуг орного агрегату з навісними та причіпними плугами, Г.Л. Кальбус [25] встановив, що ширина оброблюваної поворотної смуги з навісними плугами збільшується за рахунок ділянки, на якій проводиться виглиблення та підйом з робітника в транспортне положення. Збільшення ширини оброблюваної поворотної смуги підвищує витрати виконання орних робіт. Для визначення цих витрат розглянемо схему роботи тракторного орного агрегату, подану на рис. 2.1.

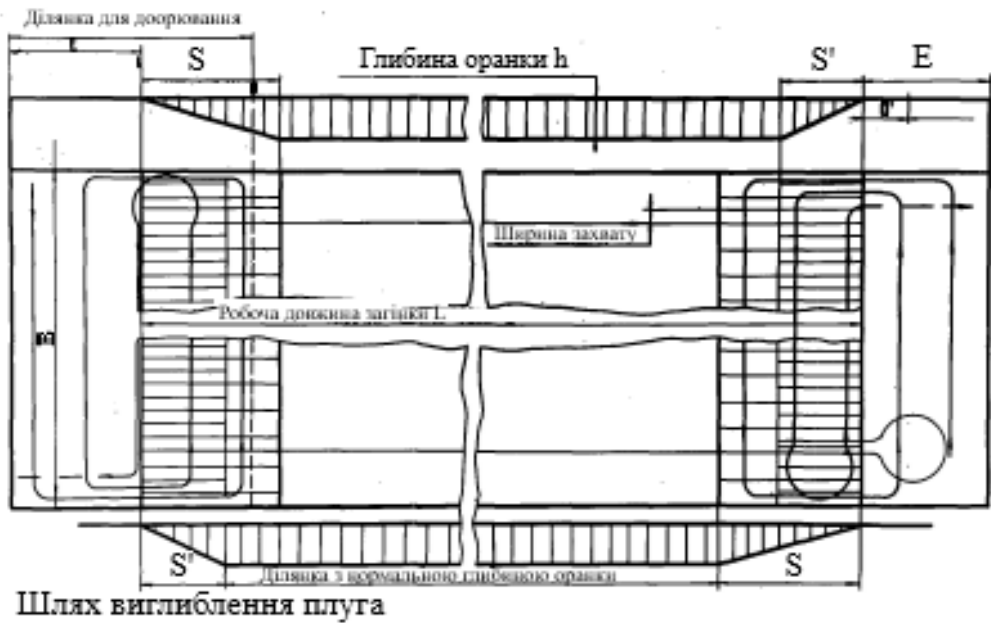


Рис. 2.1. Схема виконання орних робіт трактором із навісним плугом

Ділянка шляху α' відповідає опусканню, а ділянки S_n' і S_n відповідають заглибленню і виглибленню плуга з ґрунту. У пропонованій схемі; з метою зменшення ширини смуги, що заорюється опускаючи плуг рекомендується не доїжджати до контрольної лінії так, щоб заглиблення корпусів плуга починалося на рівні закінчення їх виглиблення. На кінцях гонів, біля поворотної смуги поля, через наявність ділянок шляху заглиблення та виглиблення плуга, якщо їх не заорювати, утворюються площі з відхиленнями від заданої глибини оранки. Відповідно до агротехнічними вимогами [32, 38] ці ділянки необхідно заорювати під час обробки поворотної лінії поля, що менше за величиною будуть ділянки площі поля без прихованих огріхів, тобто. з неприпустимою глибиною оранки, тим меншими будуть втрати врожаю на оброблюваному полі.

Довжина шляху заглиблення плуга не залежить від технічного стану агрегатів гідроприводу, вона залежить в основному від глибини оранки h і від кута α входження леміша в ґрунт. Наближену довжину заглиблення S' запропоновано [38] обчислювати за такою формулою:

$$S' = h \cdot \operatorname{ctg} \alpha + x; \quad (2.1)$$

де x - відстань між носком першого леміша і кінцем польової дошки останнього леміша.

Кут входження лемешів у ґрунт α дорівнює $3^\circ \dots 5^\circ$ залежить від конструкції плуга, а також досягається регулюванням навісного механізму. Найбільш короткий шлях заглиблення забезпечується при величині кута входження лемешів, що досягає 5° .

Шлях виглиблення лемешів плуга S_n підраховують [38] за формулою

$$S_n = S + X$$

де S - шлях виглиблення носка першого корпусу плуга, що визначається за формулою:

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)hV_T}{4iq_T n K_q}, \quad (2.2)$$

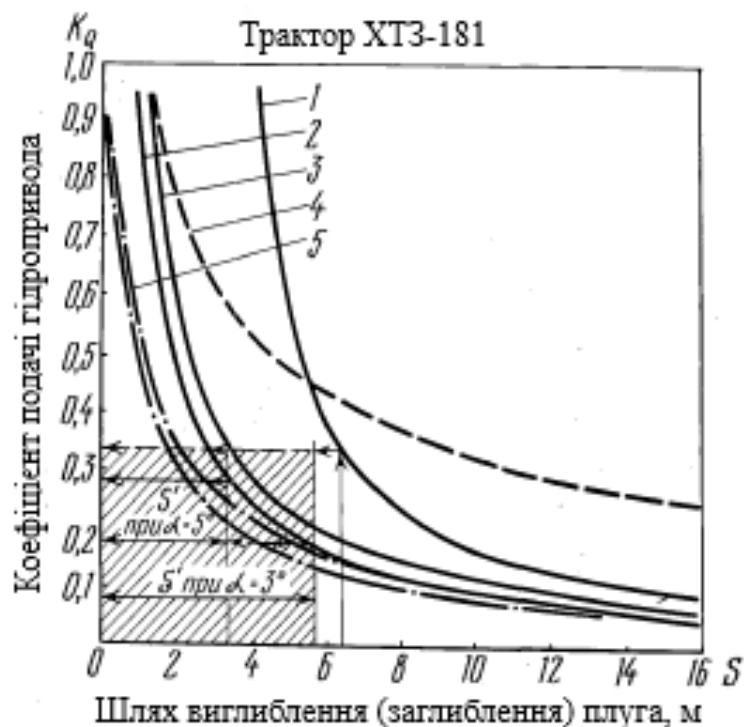


Рис. 2.2. Зміна довжини виглиблення плуга в залежності від зміни коефіцієнта подачі гідроприводу трактора ХТЗ-181: 1 - шлях виглиблення 5-ти корпусного плуга при швидкості трактора 1,94 м/с (7 км/год); 2, 3 - шлях виглиблення 1-го корпусу плуга при швидкості 1,38 та 1,94 м/с (5 та 7 км/год); 4 - швидкість збільшення шляху виглиблення плуга; 5 - відносне збільшення шляху виглиблення плуга

де D - діаметр циліндра навісного механізму;

d - діаметр штоку циліндра;

h - глибина оранки;

V_T - швидкість трактора;

K_Q - коефіцієнт подачі гідроприводу;

i - передатне відношення навісного механізму;

q_T - розрахункова подача робочої рідини на оборот валу приводу гідронасосу;

n – частота обертання валу приводу насоса.

У порівняльних розрахунках величину X - відстань між носком першого леміша і кінцем польової дошки плуга можна не враховувати, оскільки при порівнянні шляху виглиблення та заглиблення плуга вона виключається

$$(S + X) - (S' + X) = S - S'$$

Аналогічно при порівнянні довжин шляхів виглиблення нового $S_{пн}$ і зношеного гідроприводів $S_{пі}$ збільшення ΔS дорівнюватиме

$$\Delta S = S_{пі} - S_{пн} = (S_2 + X) - (S + X)$$

З рис. 2.2 видно, що при зниженні коефіцієнта подачі гідроприводу до значення 0,35 немає різкого збільшення довжини шляху виглиблення плуга. І тільки при значеннях менше 0,35 збільшення шляху виглиблення плуга стає більш інтенсивним, про що свідчить також характер зміни функції $\Delta S / \Delta K_Q$ (див. криву 4). В інтервалі значень $K_Q = 0,3 \dots 0,35$ крива 4 функції швидкості збільшення шляху виглиблення плуга круто змінює свій напрямок. Заштрихована зона рис. 2.2 представляє можливі відхилення довжини шляху заглиблення першого корпусу плуга 3 при куті входження лемішів у ґрунт, що дорівнює 3-5°. Вона в два, два з половиною рази перевищує його довжину шляху виглиблення при незношеному стані агрегатів гідроприводу. І тільки при значеннях коефіцієнта подачі гідроприводу PO менше 0,3 величини шляхів виглиблення та заглиблення плуга стають рівними. Зі зменшенням швидкості та глибини оранки це значення знижується до 0,2. Отже, ширина

ділянок, що підлягають заорюванню, при зниженні коефіцієнта подачі гідроприводу до значення $0,35 \dots 0,3$ залежить тільки від довжини заглиблення плуга. При $= 0,3$ ширина ділянок приблизно дорівнює дворазовій ширині захвату плуга. Тому, виходячи з аналізу умов роботи трактора ДТ-75 на швидкісній і глибокій оранці слід вважати, що граничне значення коефіцієнта подачі гідроприводу повинно бути менше або дорівнює $0,3$.

Отже, гідроприводи навісних механізмів тракторів, технічний стан яких характеризується коефіцієнтами подачі більше $0,3 \dots 0,4$, не викликають необхідності збільшення поворотної смуги, отже, не впливають на технологію виконання орних робіт.

На підставі аналізу впливу коефіцієнта подачі гідроприводу на зміну величин шляху виглиблення плуга впливає, що граничне значення коефіцієнта подачі гідроприводів навісних механізмів тракторів має бути в межах $0,3 \dots 0,4$. Однак довжина шляху заглиблення плуга не пов'язана з параметрами технічного стану гідроприводу, вона може бути змінена конструктивним удосконаленням навісного механізму або застосуванням примусового заглиблення плуга. Тому граничні значення параметрів експлуатації агрегатів гідроприводів слід визначити за економічним критерієм методом знаходження мінімуму експлуатаційних витрат.

2.2. Теоретичні дослідження по визначенню граничних і допустимих значень коефіцієнтів подачі агрегатів гідроприводу РО тракторів

У методичних вказівках з прогнозування технічного стану машин [22] і у роботах В.М. Михлина [20] доведено, що безвідмовність складових частин машин та його фактичний ресурс залежить від допускається зміни параметра D , його вибір запропоновано здійснювати щонайменше сумарних можливих витрат, що з усуненням відмов і профілактичними операціями, віднесених до одиниці напрацювання. За відсутності явно вираженого технічного критерію граничного стану, у разі заміни складової частини машини на підставі

економічних міркувань, слід одночасно оптимізувати граничні I_n і D зміни параметрів, що допускаються. Для цього рекомендована [20, 22] цільова функція слідуючого виду:

$$\Delta C(D, I_n) = \min \left\{ \frac{R(D, I_n)[A + G_{от}(I_n)]}{W_{\Phi}(D, I_n)} + \frac{[1 - R(D, I_n)][C_0 + G_3(I_n)]}{W_{\Phi}(D, I_n)} \right\}, \quad (2.3)$$

де $R(D, I_n)$ і $W_{\Phi}(D, I_n)$ - ймовірність відмови та середній ресурс елемента в залежності D та I_n ;

$G_{от}(I_n)$ і $G_3(I_n)$ - безперервні витрати, пов'язані зі зміною параметра відмовляють і замінюються агрегатів при різних значеннях I_n ;

A і C_0 - середні витрати на усунення наслідків відмови та попереджувальне відновлення (заміну) складової частини.

Однак, як це впливає з наведеного в розділі 1 аналізу параметрів, що визначають технічний стан гідроприводів РО тракторів та літературних джерел [4, 6, 7, 16, 25], зміна подачі гідроагрегатів не викликає раптових відмов гідроприводу. Отже, здержки A витрати на усунення наслідків відмов та ймовірності їх появи $R(D, I_n)$ у функції (2.3) слід виключити. Тоді ця функція набуде наступного вигляду:

$$\Delta C(D_0, I_n) = \min \left[\frac{C_0 + G_3(I_n)}{W_{\Phi}(D, I_n)} \right], \quad (2.4)$$

$0 < D \leq I_n; I_n > 0$

Для знаходження мінімуму цієї функції необхідно визначити низку економічних та технічних характеристик агрегатів гідроприводу тракторів C_0 , $G_3(D, I_n)$, $W_{\Phi}(D, I_n)$.

Величину витрат, пов'язаних з зносом гідроагрегатів, тобто. зі зміною коефіцієнта подачі гідроприводу K_Q , визначимо з умови - необхідності заорювання ділянок поля розміром $S_p \cdot b$ із зменшеною глибиною оранки, що виходять при виглибленні плуга, що передбачається правилами робіт орних робіт [32, 38]. Агротехнічними вимогами встановлено, що відхилення від заданої глибини оранки має перевищувати 20%. Виходячи з найбільшого

допуску по глибині оранки, ширина ділянки, що повторно заорюється, біля поворотної смуги повинна становити не менше 0,8 довжини шляху виглиблення плуга. Отже, при заорюванні поворотної смуги поля необхідно повторно заорювати дві ділянки розмірами $0,8 S_{п} \cdot b$. Тому зі збільшенням довжини ділянок повторного заорювання витрати на оранку одного гектара поля розміром $L \cdot b$ будуть збільшуватись із зносом гідроагрегатів.

2.3. Висновки до розділу

За результатами виконаних теоретичних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Отримано формулу, що дозволяє виконувати розрахунки оптимальних (граничних) значень коефіцієнтів подачі гідроприводу та його складових частин за критерієм забезпечення мінімуму витрат, пов'язаних із зміною параметра.

2. Оптимальні граничні значення коефіцієнтів подачі гідроприводів РО гідронасосів в залежності від умов експлуатації тракторів змінюються в межах від 0,32 до 0,5.

3. В результаті теоретичних розрахунків отримані такі середні граничні значення коефіцієнтів подачі агрегатів гідроприводу РО тракторів, що відповідають еталонним умовам роботи трактора ХТЗ-181:

для гідроприводу в цілому - 0,30;

для гідронасосів - 0,40;

для розподільників - 0,75.

4. Для підтвердження висновків, викладених у пунктах 1, 2, 3, а також уточнення значень параметрів, використаних у розрахунках за формулою (2.4) необхідно провести експериментальні дослідження, в результаті яких встановити номенклатуру параметрів, що визначають технічний стан гідроприводів РО та їх динаміку залежно від напрацювання трактора.

5. За результатами експериментальних та теоретичних досліджень визначені граничні та допустимі значення коефіцієнтів подачі агрегатів гідроприводу РО сільськогосподарських тракторів.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Загальна програма експериментальних робіт

Для вирішення викладених вище завдань передбачено виконання наступних експериментальних робіт:

1. Проаналізувати технічний стан гідроагрегатів, що надходять у ремонт та виявити їх найбільш характерні дефекти та відмови;
2. Провести випробування гідроагрегатів в умовах експлуатації та визначити динаміку та характер зміни основних параметрів гідроагрегатів залежно від напрацювання тракторів;
3. Виконати лабораторні випробування гідроагрегатів та виявити вплив основних технічних параметрів гідроагрегатів на працездатність гідроприводу РО.
4. На підставі теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтувати граничні та допустимі значення параметрів гідроприводу РО та його агрегатів;
5. Розробити засоби та методи діагностування агрегатів гідроприводів, провести лабораторні та експлуатаційні випробування, за результатами яких визначити метрологічні характеристики приладу та ефективність його використання.
6. На підставі матеріалів випробувань розробити удосконалену технологію діагностування агрегатів гідроприводів тракторів.

Виконання кожного етапу програми проводилося за програмами та методиками.

3.2. Програма та методика виконання робіт по дослідженню гідроагрегатів, що надходять у ремонт

Обстеження гідроагрегатів, що надходять у ремонт, проводилося за такими технічними параметрами:

по гідронасосам НШ-32У, НШ-50У:

- подача робочої рідини, коефіцієнт подачі (Q_n , K_{Qn});

по розподільнику Р75-23:

- загальні внутрішні витоку робочої рідини (ΔQ_p);

- витоку робочої рідини в золотникових парах (Δq_3);

- тиск налаштування запобіжних клапанів ($P_{пр}$);

- тиск налаштування клапанів автоматичного повернення золотників у нейтральне положення (P_a);

по циліндрах Ц100, Ц110:

- внутрішні та зовнішні витоки робочої рідини $\Delta Q_{ц}$;

- тиск вільного переміщення поршня в циліндрі (P_o).

При проведенні обстеження ремфонду перевірялися і фіксувалися в таблицях зноси, що візуально спостерігаються, пошкодження і поломки деталей насосів, розподільників, циліндрів.

Гідроагрегати для аналізу їх технічного стану відбиралися з ремфонду, що надходить на спеціалізовані ремонтні підприємства системи Сільгосптехніки.

Після зовнішнього миття гідроагрегати піддавалися зовнішньому огляду з метою виключення агрегатів з дефектами, що виникли в результаті зберігання, агрегатів аварійного походження, а також агрегатів, які повторно підходять в капітальний ремонт. У таблиці обстеження заносилися марка гідроагрегату, завод-виробник, номер гідроагрегату та параметри його технічного стану.

Технічний стан гідроагрегатів перевіряли на стенді для випробування агрегатів гідросистем КИ-4200, заправленому дизельним маслом М10В. Перед зняттям показників гідроагрегати прогрівалися до температури 35...40°C (308...313°K) перепусканням через них оливи стенду. Випробування проводилися при температурі оливи 50...55°C (323...328°K). Повторність вимірів – триразова, або до отримання стабільних показників.

По гідронасосах. Після установки гідронасоса на стенд, проводилася його обкатка на холостих обертах, виявлявся можливий підсмоктування повітря, зовнішні витоку робочої рідини та інші дефекти. Потім вимірювали подачу оливи насосом. Для цього:

- встановлювалося дроселем стенду тиск у нагнітальній магістралі - 10,0 МПа;
- рукояткою 3-х ходового крана перемикався потік оливи в рідинний лічильник;
- на час відліку контрольної подачі оливи включався лічильник імпульсів. Коефіцієнт подачі обчислювався з урахуванням приведення його до номінальної частоти обертання валу приводу за формулами, рекомендованими технічними вимогами на капітальний ремонт гідроприводів агрегатів [3].

Отримані результати заносилися до таблиць та оброблялися відповідно до методики [38].

По розподільникам. Перед постановкою розподільника на стенд перевірялися і наскільки можна усувалися виявлені зовнішнім оглядом дефекти (зависання перепускного клапана, відсутність фіксації, відвертання пробок золотників, заміна зламаних важелів тощо.). Дефекти заносилися до таблиць випробувань.

Розподільники випробовували із встановленим на стенді насосом НШ-50У з коефіцієнтом подачі 0,91.

Сумарні витоки робочої рідини в розподільниках вимірювалися при тиску 10,0 МПа за манометром стенду при золотниках, встановлених у позиції "підйом", до регулювання запобіжного клапана і після його регулювання на тиск відкриття - 13,3...13,7 МПа.

Витоки в золотникових парах розподільників вимірювалися із зливного отвору нижньої кришки розподільника за 60 с. мензуркою з ціною поділки $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (2 см^3) при подачі робочої рідини від насоса стенда під тиском 7,0

МПа у верхню кільцеву порожнину пари, що перевіряється. Перепускний клапан

при цьому піднімався для вільного витікання оливи з магістрального каналу, а золотник пари, що перевірялася, знаходився в нейтральній позиції.

Тиск перепуску оливи запобіжним клапаном, а також регулювання клапана автоматичного повернення золотників у нейтральне положення перевірялися за манометром стенду КИ-4200.

По циліндрах. Циліндри випробовували на стенді КИ-4200 із встановленим на ньому насосом НШ-32У та розподільником Р75-23. Циліндр укладався на спеціальну підставку, приєднувався до золотника розподільника рукавами високого тиску.

Витоки вимірювалися мірною мензуркою з ціною поділки $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (2 см^3) за 18 с при закріпленому в середньому положенні корпусу циліндра поршні. Початок відліку витоків проводився після закінчення 30 с після подачі робочої рідини під тиском 10,0 МПа в штокову порожнину циліндра.

3.3. Програма та методика проведення експлуатаційних випробувань гідроагрегатів

Експлуатаційні випробування в господарських умовах дослідної партії гідроагрегатів, а також обстеження технічного стану гідроприводів РО тракторів ДТ-75, ДТ-75М, Т-74, що працюють у господарствах, проводилися за наступними параметрами гідроагрегатів залежно від напрацювання трактора (W):

по гідронасосам:

- коефіцієнта подачі

$$K_{QH} = f(W);$$

по розподільникам:

- загальних внутрішніх витоків

$$\Delta Q_p = F(W);$$

- витоків робочої рідини в золотникових парах

$$\Delta q = f_1 (W)$$

- тиску налаштування клапанів автоматичного повернення золотників у нейтральне положення

$$P_a = \psi (W) |$$

- тиску налаштування запобіжного клапана

$$P_{пр} = \psi_1 (W).$$

по циліндрах:

- внутрішніх та зовнішніх витоків

$$\Delta Q_{ц} = f'' (W);$$

- тиску вільного переміщення поршня в циліндрі без навантаження на механізмі навішування трактора

$$P_o = F' (W).$$

Для виявлення впливу зносів гідроагрегатів та зміни їх основних параметрів залежно від напрацювання на 8 тракторах ДТ-75М, Т-74, ДТ-75, що використовуються на сільськогосподарських роботах у господарствах Черкаської області, були встановлені гідронасоси НШ-50У розподільники Р75-23, та циліндри Ц110.

На початку польових випробувань, а потім через кожні 300-500 мотогодин роботи трактора, проводився контроль параметрів.

Напрацювання трактора контролювалося за його лічильником мотогодин та за обліковими картками бухгалтерій господарств, що експлуатують трактори.

Перевірка подачі робочої рідини гідронасосів, величини загальних витоків у розподільнику, а також тиску налаштування клапанів запобіжного та автоматичного повернення золотників проводилася на тракторі за допомогою спеціального протарованого приладу КИ-1097 з манометром кл.1,5. Частота обертання валу відбору потужності трактора вимірювалася тахометром СК-751 з ціною поділки 1 оборот за хвилину. Температура робочої рідини замірялася в баку гідроприводу термометром з ціною поділки

1°. Прилад КИ-1097 включався в нагнітальну лінію насос-розподільник гідроприводу трактора за допомогою приєднувального пристрою.

Зливний рукав приладу КИ-1097 опускався у заливну горловину бака оливи. Після приєднання пристрою запускався двигун трактора. Прогрівання робочої рідини та агрегатів проводилося дроселювання потоку.

Подача насоса визначалася за шкалою витрат приладу при тиску 10,0 МПа, встановивши рукоятку управління паливним насосом у положення максимальної подачі палива та закривши доступ олії у розподільник клапаном пристосування.

Відкривши клапан приєднувального пристрою і включивши всі три золотники в позицію "підйом", вдруге перевірялася подача робочої рідини. Витоку в розподільнику визначалися по різниці між проведеними вимірюваннями подачі робочої рідини насоса та витрати при підключеному розподільнику.

Перевірка тиску налаштування запобіжного клапана проводилася при номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна та утриманні одного із золотників розподільника в позиції "підйом".

Якщо тиск налаштування запобіжного клапана виявлявся нижче 12,0 МПа, його регулювали на 13,0...13,5 МПа, і знову перевіряли витоку в розподільнику. Показники знову відрегульованого тиску, а також величину витоків заносили до журналу.

Тиск налаштування клапанів автоматичного повернення золотників у нейтральне положення перевіряли за максимальним тиском манометра приладу КИ-1097.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ЗНОСУ АГРЕГАТІВ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЗМІНУ ЇХ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ

4.1. Дослідження відмов гідроагрегатів та аналіз результатів обстеження технічного стану агрегатів, що надходять у ремонт

На рис. 4.1 представлено полігон розподілу витоків на найбільш зношених золотникових пар обстежених розподільників.

Розподільники з витокami в золотникових парах понад $4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($250 \text{ см}^3/\text{хв}$) як не характерні з вибірки виключені. Зі 44 золотникових пар розподільників цієї вибірки тільки 19% мають виток менше $0,17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($10 \text{ см}^3/\text{хв}$), тобто. менш граничної величини, передбаченої тимчасовими критеріями [12]. Найбільше розподільників (50% вибірки) має величину витоків у спряженні корпус-золотник $0,5...1,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($30...70 \text{ см}^3/\text{хв}$).

Розподільники з витокami ($70...120 \text{ см}^3/\text{хв}$) становлять відповідно 15%, а 12% золотників вибірки мають виток понад $4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($250 \text{ см}^3/\text{хв}$). Це свідчить про те, що для більшості сільськогосподарських машин можлива експлуатація розподільників з витокami в золотниковій парі, що значно перевищують граничну встановлену міжвідомчим документом [12].

У 22% золотників перевірених розподільників не спрацьовують бустерні пристрої автоматичного повернення золотників у нейтральне положення по причині засмічення каналів золотника та клапана.

Розрегулювання запобіжних клапанів, тобто, тиск налаштування (перепуску робочої рідини) менше 12,0 МПа було виявлено у 20% розподільників. При цьому встановлено, що при зниженні тиску налаштування запобіжного клапана до 12 МПа з'являються значні внутрішні виток робочої рідини, що підтверджує висновки, отримані в роботі [18].

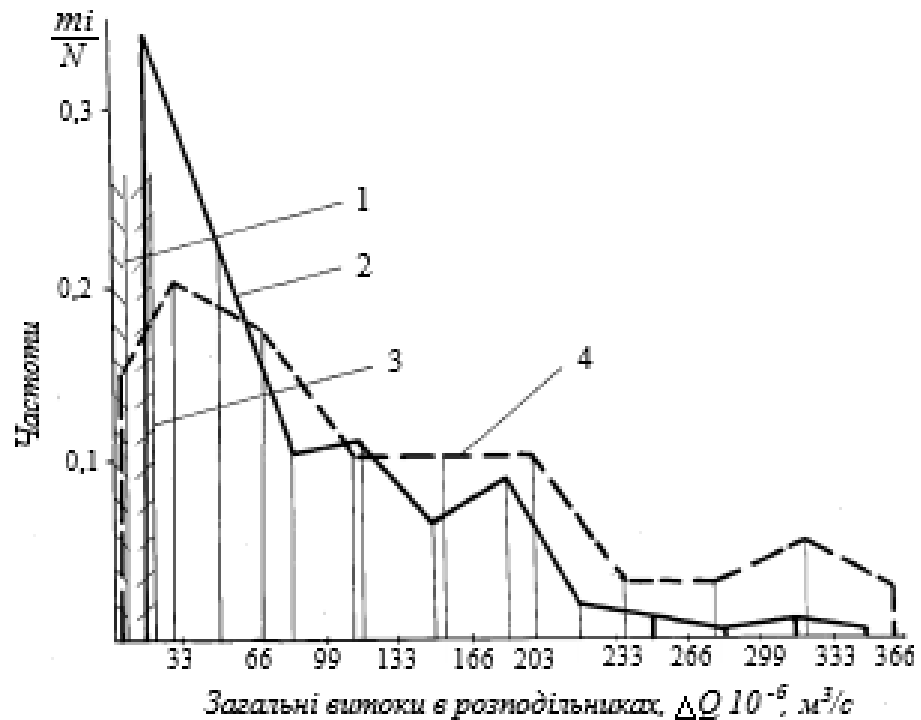


Рис. 4.1. Полігони розподілу витоків робочої рідини у розподільниках P75-23, що надходять у ремонт: 1 та 3 - зони допустимих значень витоків; 2 – загальні витоків; 4 - витоків в найбільш зношених золотникових парах.

Інші дефекти розподільників зустрічаються рідко. Так, поломка важелів складає 2%, тріщини нижньої крики 0,5%. Витоки оливи через ущільнення сфер важелів не виявлено. Можливо, вони з'являється в експлуатації при вібрації важелів від працюючого двигуна трактора.

Проведений аналіз дефектів розподільників, що у ремонт, дозволяє зробити висновок, у тому, що й ресурс визначається переважно зносом золотникових пар (до 90%) чи величиною загальних внутрішніх витоків, тобто. коефіцієнт подачі розподільника (до 10%).

Коефіцієнт подачі для 96% розподільників, що у ремонт, становить величину 0,8 і більше.

З результатів обстеження 112 циліндрів Ц110 і 30 циліндрів Ц100 впливає, що у 62% обстежених гідравлічних циліндрів Ц110 тиск вільного переміщення поршня перевищує допустиму величину (0,5 МПа) /3/ і знаходиться в межах від 1,0 до 7,0 МПа

Полігон розподілу величин тиску вільного переміщення поршня циліндрів Ц110 представлений на рис. 4.2. З цього рисунка видно, що циліндри з величиною тиску переміщення поршня від 1,0 до 5,0 МПа надходять у ремонт приблизно в рівних кількостях (6...12%), а з величиною тиску понад 5,0 МПа зустрічаються рідко (1...2%). Це свідчить про те, що робота гідроприводів з циліндрами з тиском вільного ходу, що перевищує 5,0 МПа, неможлива через значне сумарне навантаження гідроприводу - підйому навісної машини і погнутості штока, що призводить до передчасного спрацьовування клапанів автоматичного повернення золотників розподільника і, отже, перепуску робочої рідини запобіжним клапаном та перегріву робочої рідини. Підвищення тиску вільного переміщення поршня в циліндрах пояснюється наявністю погнутості та задирання штоків циліндрів.

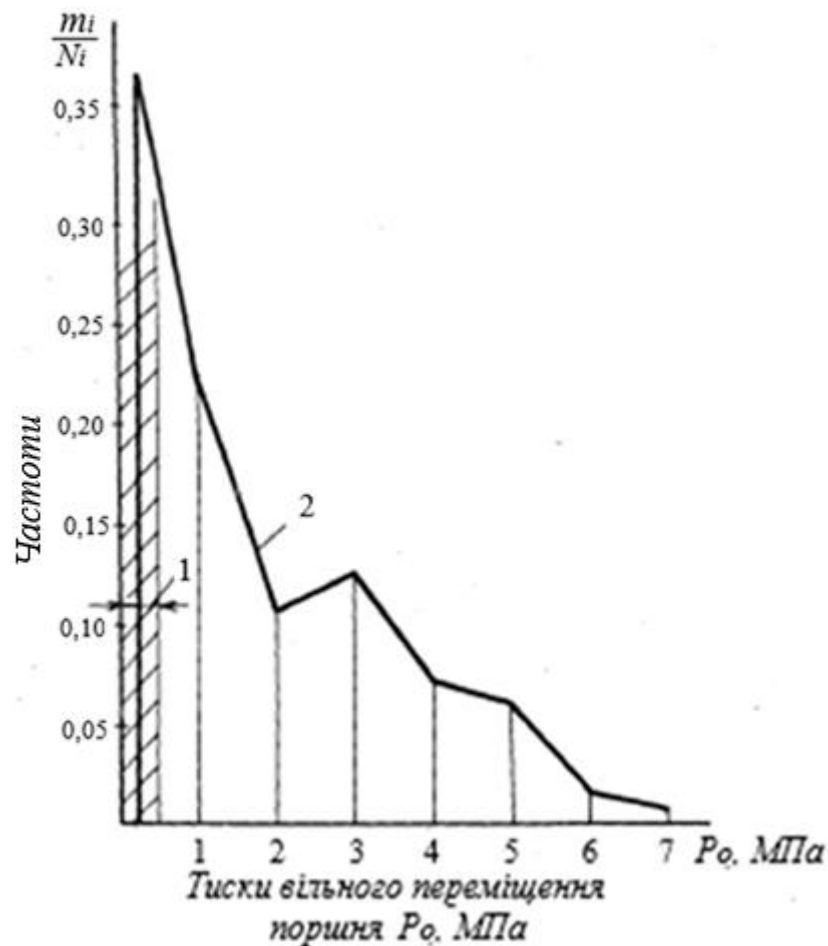


Рис. 4.2. Полігон розподілу тиску вільного переміщення поршня в циліндрах Ц110, що надходять у ремонт: 1 - зона допустимих значень; 2 - полігон.

Максимальний згин штока перевіреної партії циліндрів Ц110 сягав 0,004 м на довжині штока.

Згин штока у циліндрів Ц100 зустрічався значно рідше, (6%), яке максимальна величина дорівнювала 0,0015 м на довжині штока. Це можна пояснити тим, що навантаження на штоку циліндра Ц110 значно більше, ніж на штоку циліндра Ц100. Крім того, хід штока у циліндра Ц110 на 0,05 м більше, ніж у циліндра Ц100.

Витоку робочої рідини більше норми через ущільнення поршня у перевіреної партії циліндрів Ц110 при випробуваннях спостерігалися тільки у 2% циліндрів.

Винос оливи по штоку спостерігався у 16,5% обстежених гідроциліндрів Ц110 і у 2% гідроциліндрів Ц100. Причиною цього дефекту є задири, вибоїни, корозія на зовнішній поверхні штоків, а також знос отвори верхньої кришки циліндра. Причому задири, вибоїни і корозія штоків спостерігалися у 54% обстежених циліндрів Ц110 і в 14 циліндрів Ц100.

Зовнішні витоки по з'єднанню кришка-корпус-циліндр спостерігалися приблизно у 2,6% гідроциліндрів Ц100 і Ц110.

Зовнішні витікання по ущільненню маслопроводу зустрічалися у 35% гідроциліндрів Ц110 і у 7 гідроциліндрів Ц100. Ці дефекти усувалися заміною ущільнювальних кілець або виправленням погнутості маслопроводу.

Крім зазначених дефектів у 27% гідроциліндрів Ц100 було виявлено обрив вилки по місцю з'єднання її зі штоком.

На підставі аналізу дефектів і зносів деталей гідроциліндрів Ц100 і Ц110 слідує, що їх ресурс визначається зносом і задираннями штока, його погнутістю або поломками окремих деталей.

4.1.1. Результати експлуатаційних випробувань гідроагрегатів

Польові випробування гідроагрегатів проводилися в господарствах Уманського району Черкаської області.

Для отримання ширшої інформації щодо зношування гідроагрегатів у господарствах Черкаської було обстежено 17 тракторів ДТ-75М, ДТ-75 та Т-74, гідроагрегати яких не знімалися з тракторів і не піддавалися ремонту або регулюванню. Недоліком аналізу такої інформації з обстеження гідроагрегатів є завищення показників напрацювання гідроагрегатів, оскільки у вибірку не потрапляють зняті з експлуатації передчасно зношені гідроагрегати. Отже, така вибірка характеризує найкращі умови експлуатації та напрацювання найбільш надійних гідроагрегатів.

Середній ресурс цієї партії насосів становить 3,4 тис умовних еталонних гектарів. Причини зниження терміну служби насосів не встановлені. Однією з причин був недолік, отже, і використання неякісної оливи в гідроприводах тракторів.

З 17-ти 15 гідронасосів НШ-50У, що випробовувалися, зняті з випробувань за вимогами трактористів з різними за величиною коефіцієнтами подачі. За результатами випробувань цієї партії насосів побудований полігон розподілу відмов залежно від величини коефіцієнта подачі. З представленого розгрібання відмов випливає, що 47% гідронасосів замінені після досягнення ними коефіцієнта подачі 0...0,1, а решта (53% гідронасосів) була замінена при зниженні коефіцієнта подачі від 0,3 до 0,6, з яких 34% гідронасосів замінені при величині коефіцієнта подачі 0,3...0,4. Полігон розподілу гідронасосів, що відмовили, свідчить про те, що експлуатація гідронасосів на тракторах сільськогосподарського призначення можлива навіть при зниженні коефіцієнта подачі до 0...0,1, а при більш вимогливому підході до роботи гідроприводу полігон підтверджує зроблений раніше, висновок про середній граничній величині подачі гідронасоса приблизно, що дорівнює 0,4. Проведені випробування насосів на знос показали, що зниження коефіцієнта подачі гідронасоса в залежності від напрацювання трактора знаходиться в широких межах і складає 0,05...0,26 на тисячу умовних гектарів напрацювання тракторів. Значна варіація зміни

коефіцієнта подачі викликає відповідну зміну економічного критерію гідроприводу.

В результаті обстеження 17 розподільників, що у експлуатації, виявлено, що з 7 з них, тобто. 31% не спрацьовували клапани пристрою автоматичного повернення золотників у нейтральну позицію. У контрольованій партії розподільників з таким дефектом виявили всього 9 золотників, тобто. 52%. Ці відмови виникли через 115, 117, 384, 632, 1081 і більше годин роботи трактора. Це свідчить про забрудненість та погану фільтрацію робочих рідин гідроприводів тракторів. Для усунення цієї відмови потрібне розбирання розподільника і золотника для очищення сітки золотника або отвору направляючої гільзи, що засмітився.

У 17-ти обстежених в експлуатації гідроциліндрів Ц110 були виявлені такі невідповідності:

- підтікання оливи через ущільнення поршня, що перевищує встановлену норму (2,3 см³/хв - 4-5 см³/хв - 3 випадки і 20 см³/хв - 2 випадки); винесення оливи по штоку - 9 випадків.

Були також виявлені по одній несправності: підтікання оливи через кільце ущільнювача маслопроводу; пошкодження кільця ущільнювача. З контрольованої партії циліндрів за час експлуатації виявлено один випадок підтікання оливи по штоку. Аналіз зносу циліндрів показує, що витікання робочої рідини в циліндрах не перевищує $0,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ (20 см³/хв), отже, на величину загальних витоків гідроприводу вони не впливають. Тому рівняння зміни коефіцієнта подачі гідроприводу слід розраховувати тільки з врахуванням зміни подачі гідронасосів і внутрішніх витоків розподільників.

4.1.3. Аналіз відмов гідроагрегатів

Проведені експлуатаційні випробування агрегатів гідроприводів робочого обладнання тракторів та аналіз технічного стану вступників у ремонт гідроагрегатів показали, що основною причиною, що викликає відмову роботи гідроприводу в цілому та його агрегатів є поступове

збільшення внутрішніх витоків робочої рідини через знос спряжених пар деталей та їх ущільнення.

Якщо виключити з ремфонду гідронасоси з коефіцієнтами подачі більше 0,7, зняті з машин помилково, без контролю їх технічного стану, то через значне зниження подачі робочої рідини (зменшення коефіцієнта подачі) вибраковується 97% гідронасосів. При цьому приблизно 50% гідронасосів знімають з машини з подачею, близькою або рівною нулю, при робочому тиску 10 МПа.

Однак проведені експлуатаційні спостереження показали, що гідронасоси з такою подачею значно погіршують продуктивність орного агрегату. При $K_Q = 0$ для виглиблення плуга при глибокій оранці трактористи зупиняють машину біля поворотної смуги і подають її назад, що може спричинити поломку плуга. Випробування також показали, що встановлена величина граничного значення коефіцієнта подачі завищена.

Проведений аналіз відмов розподільників дозволяє зробити висновок у тому, що й ресурс визначається переважно зносом золотникових пар. З числа розподільників, що вимагають ремонту, 90% золотникових пар мають величину витоків, що перевищує $0,17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($10 \text{ см}^3/\text{хв}$), встановлену нормативним документом [12]. У 50% золотникових пар розподільників тракторів, що знаходяться в експлуатації, а також що надходять у ремонт, витoki робочої рідини в 5-10 разів перевищують граничні [12], що також свідчить про значно більшу граничну величину витоків у парі "золотник-корпус" розподільника.

Величини загальних внутрішніх витоків робочої рідини в розподільниках зазвичай не перевищують $0,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($18 \text{ л}/\text{хв}$) ($K_Q = 0,75$), при цьому кількість таких розподільників становить не більше 5-10% від загальної їх кількості, що надходять у ремонт.

В результаті спостережень встановлено, що зниження регулювань запобіжного клапана менше 12 МПа при робочому тиску викликає появу (іноді значних) загальних внутрішніх витоків у розподільнику. Відновлення

регулювань запобіжних клапанів зазвичай зменшує величини загальних внутрішніх витоків.

Це підтверджує, що першою операцією діагностування розподільника має бути перевірка запобіжного клапана та при необхідності його регулювання.

Регулювання запобіжного клапана проведено через 1000-1500 мото-год. роботи тракторів у 45% спостережуваної партії розподільників, що свідчить про необхідність введення цієї операції при технічному обслуговуванні машин. Установка розподільників на тракторах та розташування запобіжного клапана повинні забезпечувати зручний доступ для своєчасного регулювання в польових умовах. Ця вимога зазначалося у роботі /18/.

Польові випробування показали, що у 30...35% золотників розподільників виникають відмови спрацьовування бустерних пристроїв автоматичного повернення золотників у нейтральне положення через засмічення отворів клапанів бустерних механізмів. З метою виключення цих відмов необхідно поліпшити фільтрацію робочих рідин у гідроприводах тракторів, змінивши конструкцію фільтрів, що застосовуються. Необхідно також застосовувати засоби очищення робочих рідин при технічному обслуговуванні гідроприводів, а також заправки баків, що унеможливають попадання забруднювача в робочі рідини. Слід також розробити доступні фільтри в каналах пристроїв клапанів автоматичного повернення золотників розподільників.

Відмови циліндрів гідроприводів тракторів виникають значно рідше, ніж у гідронасосів та розподільників. В результаті експлуатаційних випробувань та аналізу ремфонда встановлено, що ресурс гідроциліндрів Ц100 і Ц110 визначає спраження шток поршня-кришка циліндра, оскільки в результаті задирів, зносів цих деталей і ущільнювальних кілець через це спраження з'являються значні зовнішні течі робочої рідини.

Підвищене зношування штока і кришки циліндра може бути викликане також згином штока, при цьому згин штока викликає значні (до 5 МПа) додаткові навантаження гідроприводу.

Наявність згинання штока можна визначати за величиною тиску вільного переміщення поршня в циліндрі, тобто без навантаження на штоку. Така операція вимірювання тиску доцільна при діагностуванні гідроприводу.

4.2. Лабораторні дослідження впливу зносу гідронасосів на зміну їх функціональних характеристик

Характеристики зміни основних функціональних параметрів отримані за результатами випробування на лабораторній установці КИ-4200 гідронасосів НШ-50У і НШ-32У з різною зносом їх деталей. Залежності коефіцієнтів подачі від зміни тиску і температури робочої рідини представлені на рис. 4.3. Як видно, характеристики зміни коефіцієнтів подачі гідронасосів у межах робочих тисків від 0 до 10 МПа являють собою прямі похилі лінії. Зі збільшенням зношування деталей гідронасосів нахил прямолінійних ділянок зміни коефіцієнтів подачі збільшується. У зношених гідронасосів характеристика зміни коефіцієнтів подачі зберігається прямолінійною лише до величини тиску, що дорівнює 9,0-10,0 МПа, а потім вона круто змінює свій напрямок у бік зниження.

З рис. 4.3 видно, що в зоні основних робочих тисків 6,0-8,5 МПа, відповідних режиму роботи гідроприводів навісних механізмів тракторів сільськогосподарського призначення [29], коефіцієнт подачі навіть у значно зношеного гідронасосу (крива 7) знаходиться в межах 0,55...0,7. Отже, гідронасос з граничним значенням коефіцієнта подачі 0,4 у цьому інтервалі тисків забезпечує задовільні швидкості підйому навісних сільськогосподарських машин. Цим пояснюється наявність на тракторах, що експлуатуються, гідронасосів з коефіцієнтами подачі, рівними 0...0,1.

При тисках більше 10,0 МПа коефіцієнт подачі у зношених гідронасосів різко знижується, а при тисках 12,6...14,5 подача

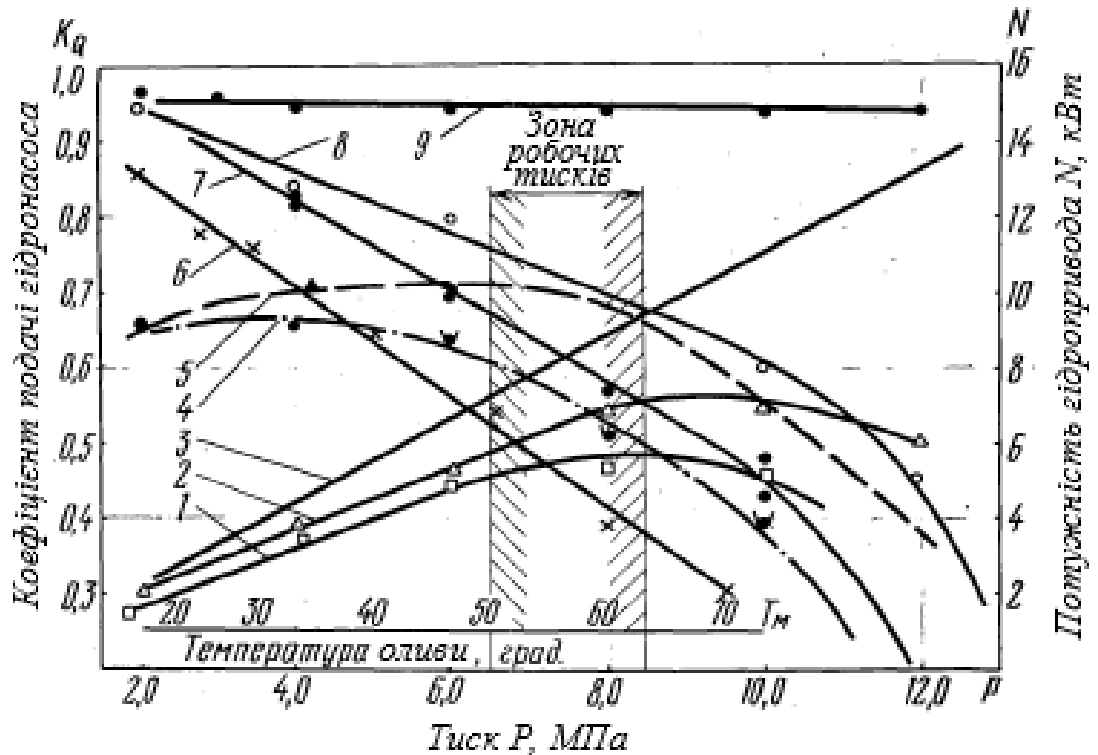


Рис. 4.3. Функціональні характеристики гідронасосів НШ-50У: 1, 2 - зміни потужності зношених ($K_Q = 0,6$ і $0,42$); 3 - нового гідронасоса ($K_{QH} = 0,96$); 4, 5 - коефіцієнт корисної дії зношених гідронасосів; 6 - зміна коефіцієнта подачі зношеного гідронасоса ($K_{QH} = 0,42$) залежно від температури оливи М10Г; 7, 8, 9 - зміна коефіцієнтів подачі зношених і нового гідронасосів.

гідронасосів (криві 7, 8) на рис. 4.3 повністю припинилась за 60 секунд роботи під навантаженням. У більш зношених гідронасосів різко знімається величина подачі або тиску при постійному навантаженні і перерізі отвору дроселюючого отвору. Для пояснення цього явища проведено вимірювання температурних режимів робочої рідини на вході та виході з насосів, а також температури корпусу гідронасоса з одночасним фіксуванням їх на папері потенціометра КСП-4. Як видно, протікання кривих зміни температур корпусу і робочої рідини на вході і на виході зношеного ($K_{QH} = 0,42$) гідронасоса при тиску 10,0 МПа незначно відрізняються від нового. При тисках 13,0-13,5 МПа температура корпусу зношеного гідронасоса різко

піднялася протягом 60 секунд на 20 градусів у порівнянні з вхідною температурою робочої рідини, внаслідок великих внутрішніх її витоків в зазори деталей гідронасоса, що збільшуються у свою чергу від температури. Це свідчить про те, що при робочих тисках в гідроприводі більше 10 МПа гідронасоси з коефіцієнтом подачі менше 0,4 не можуть бути використані через значні втрати потужності, що переходить в тепло робочої рідини і деталей.

Кількість тепла, що виділяється гідроприводом, Т.М. Башта пропонує визначати за виразом

$$\Theta = N_{\text{п}} \cdot (1 - \eta) \cdot k \quad (4.1)$$

де $N_{\text{п}}$ - потужність, що підводиться;

η - повний ККД гідроприводу;

k - коефіцієнт еквівалентності (для потужності 1кВт = 860 ккал/год)

З цього виразу випливає, що потужність, що витрачається на продавлення частини робочої рідини, що йде в зазори (витікання) і на тертя, переходить в тепло робочої рідини. Як видно з рис. 4.3, ефективна потужність у зношених гідронасосів (криві 1, 2) та загальний коефіцієнт корисної дії (криві 4, 5) починають різко зменшуватися за межами робочих тисків 8,0...9,0 МПа. Отже, значного підвищення температури робочої рідини під час роботи гідроприводу тракторів сільськогосподарського призначення з коефіцієнтом подачі більше 0,4 не буде.

4.3. Висновки до розділу

За результатами експериментального дослідження відмов гідроагрегатів тракторів та аналізу їх впливу на зміну робочих параметрів гідроприводів робочого обладнання тракторів можна зробити такі висновки та пропозиції:

1. Проведені дослідження відмов гідроагрегатів та аналіз дефектів ремфону дозволили встановити найбільш характерні з них, що визначають ресурс гідроприводів РО тракторів. Основними відмовами є такі:

по гідронасосах НШ-32У та НШ-50У - зменшення подачі робочої рідини, що оцінюється коефіцієнтом подачі;

по розподільниках Р75-23 - збільшення витоків робочої рідини в золотникових парах та величина загальних внутрішніх витоків робочої рідини, що визначається коефіцієнтом подачі;

по циліндрах Ц100 та Ц110 - наявність візуального (каплеподібного) витоку робочої рідини по штоку, а також згин штока, знос або пошкодження його зовнішньої поверхні.

Виявлено також нересурсні відмови розподільників та їх інтенсивність, пов'язані зі зміною регулювань запобіжних клапанів та засміченням каналів клапанів автоматичного повернення золотників у нейтральне положення та ін.

2. Аналіз причин відмов дозволяє внести такі пропозиції щодо підвищення надійності та терміну використання гідроприводів РО тракторів:

а) необхідно вимагати від промисловості покращення фільтрації робочої рідини у гідроприводах сільськогосподарської техніки. Існуючі фільтри не забезпечують належної фільтрації робочої рідини, що значно зменшує термін служби гідроагрегатів;

б) при технічному обслуговуванні тракторів та іншої сільськогосподарської техніки необхідно застосовувати періодичне очищення робочих рідин за допомогою стаціонарних чи пересувних засобів;

в) підвищити жорсткість штока циліндрів Ц110, а також абразивну стійкість антикорозійну поверхонь штоків циліндрів Ц100 і Ц110;

г) з метою скорочення витрат на ремонт та технічне обслуговування тракторів у спеціалізованих ремонтних підприємствах, а також у центральних районних майстернях АПК слід організувати ділянки поточного ремонту та контролю, які дозволять виключити попадання в капітальний ремонт до 20% справних гідроагрегатів.

Організація контролю щільності золотникових пар у спеціалізованих підприємствах перед ремонтом дозволить скоротити витрати на ремонт

розподільників за рахунок виключення відновлення до 30 % золотникових пар, що не потребують відновлення.

4. Встановлено, що основним ресурсним критерієм (відмовою) розподільників є витік робочої рідини в золотникових парах, що впливає на утримання навісної машини в транспортному положенні. При цьому найбільш інтенсивно зношуються золотникова пара основного (робочого) циліндра гідроприводу. Тому в умовах експлуатації з метою продовження терміну служби розподільників доцільно проводити перез'єднання маслопроводів основного циліндра до іншої, менш зношеної, золотникової пари розподільника. Визначальне значення витоків робочої рідини у золотникових парах розподільників вимагає вдосконалення засобів їх вимірювання при діагностуванні.

5. Проведений аналіз впливу технічного стану гідронасосів на функціональні характеристики гідроприводу дозволяє вважати, що граничне значення коефіцієнта подачі насоса повинно бути не нижче 0,4.

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ І ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИКОНАНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Великий досвід застосування технологій діагностування агрегатів гідроприводів, накопичений за останні роки, дозволяє узагальнити отримані результати та намітити основні етапи подальшого вдосконалення засобів, методів визначення технічного стану гідроагрегатів, а також уточнити нормативні значення параметрів, що діагностуються.

Методичними вказівками [30] передбачаються такі етапи розробки діагностування машин: вибір та обґрунтування значень номенклатурних параметрів, розробка контрольно-діагностичних засобів, технології діагностування вузлів та систем машини загалом.

5.1. Удосконалення засобів та методів діагностування агрегатів гідроприводів тракторів

Проведеними дослідженнями, а також у роботах [8, 18, 14, 24, 35] встановлено, що внутрішні витоки робочої рідини, що викликають ресурсні відмови гідроагрегатів, за своєю величиною істотно різняться. Для гідронасосів та розподільників загальні внутрішні витоки складають від одного до кількох десятків літрів за хвилину. Значні витоки істотно впливають зміну потужності гідроприводу, тобто на технічні та економічні показники роботи машини загалом. Ці витоки можуть бути виміряні витратомірами або іншими засобами, призначеними для контролю подачі гідронасосів. Витоки робочої рідини, що впливають на утримання навісної машини в транспортному положенні, не перевищують $0...2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ($0...120 \text{ см}^3/\text{хв}$). Ці витоки не мають істотного впливу на зміну подачі гідроприводу. Однак їх необхідно вимірювати, для чого потрібне застосування точніших засобів вимірювання. Отже, для діагностування агрегатів гідроприводів навісних механізмів тракторів необхідна наявність діагностичних пристроїв,

що дозволяють визначити виток робочої рідини, що відрізняються за величиною один від одного в кілька сотень разів. Створення такого діагностичного пристрою потребує застосування складних датчиків та апаратури.

В даний час при діагностуванні агрегатів гідроприводів сільськогосподарської техніки в господарствах та підприємствах для визначення параметрів потоку робочої рідини використовують прилад КИ-1097, а малі внутрішні витоки в циліндрах або золотниках розподільників визначають за швидкістю опускання навісної машини або по величині описаним у технічній літературі [5, 9, 27, 34].

Оскільки одним з ключових питань, що визначають доцільність розробки та впровадження діагностичних засобів є економічна ефективність, встановлення граничних умов та доцільність їх застосування [40], у цій роботі поставлено на завдання вдосконалення раніше розробленого діагностичного приладу КВ-1097 (дроселя-витратоміру ДР-70) гідроприводу за параметрами потоку робочої рідини. Необхідність вдосконалення серійного приладу КИ-1097, що випускається, викликана, як зазначалося вище, насамперед сучасними вимогами підвищення економічної ефективності засобів і методів діагностування при технічному обслуговуванні машинно-тракторного парку, особливо нових енергонасичених марок тракторів К-700А, К-744, ХТЗ-234К та інших машин. При цьому враховувалося широке впровадження, простота використання приладу КИ-1097, його висока надійність при низькій вартості. Його вартість приблизно в 20 разів менше вартості діагностичної апаратури, заснованої на використанні турбіно-тахометричних датчиків.

Необхідність удосконалення та створення простого недорогого діагностичного засобу викликана також великою потребою в даний час засобів діагностування гідроприводів сільськогосподарських машин, що становить близько 1...2 тис. штук на рік.

Оскільки на тракторах К-700А, К-744 встановлені гідронасоси другого виконання з номінальною подачею $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (150 л/хв), необхідно розробити прилад зі шкалою вимірюваних витрат, що вдвічі перевищує шкалу витрат приладу КИ-1097.

Для цього необхідно збільшити прохідний переріз щілини тарованого приладу збільшенням її ширини або довжини. Збільшення ширини щілини призвело б до небажаного зменшення ціни поділки шкали витрат, отже збільшення похибки вимірювання подачі.

Як напрям удосконалення приладу КИ-1097 було обрано збільшення довжини каліброваної щілини гільзи із застосуванням ступінчастого осьового переміщення плунжера щодо цієї щілини та фіксацією його у двох положеннях. При цьому шкала вимірюваної витрати отримала послідовне розгортання при вторинній фіксації плунжера дроселя, тобто діапазон вимірювання витрати збільшився вдвічі порівняно з приладом КИ-1097. У зв'язку з тим, що ширина каліброваної щілини гільзи залишена такою ж, як і у приладу КИ-1097, ціна поділки шкали витрат має аналогічний крок. Тому слід припускати, що похибка вимірювання витрати у діагностичного пристрою, що розробляється, не перевищуватиме встановленої для приладу КИ-1097, тобто. 5%. Опис розробленого пристрою наведено нижче.

Методи та засоби діагностування взаємопов'язані з параметрами, обраними як базові. З наведеного вище аналізу та обґрунтування параметрів випливає, що діагностування агрегатів гідроприводів доцільно виконувати за параметрами подачі. При цьому з метою спрощення діагностування інші параметри, що впливають на зміну подачі основного параметра - тиск P , частота обертання вала приводу насоса n , щільність робочої рідини ρ необхідно підтримувати постійними. У цьому випадку процес діагностування полягатиме у визначенні величини подачі та визначенні її витрат (витоків) в окремих складових частинах гідроприводу. У порівнянні з іншими методами та способами метод визначення технічного стану гідроагрегатів за

параметрами подачі заснований на безпосередньому вимірі структурного параметра гідروприводу, що є його перевагою.

За допомогою приладу КИ-1097 методом послідовних наближень (використовуючи функціональні зв'язки між складовими частинами гідроприводу) здійснюється пошук агрегату, що відмовив (несправного), гідроприводів тракторів і комбайнів по подачі робочої рідини.

Недоліком існуючої технології діагностування, як і багатьох інших, є необхідність роз'єднання оливопроводів гідроприводу, пов'язаного зі значною трудомісткістю, частковою втратою та можливим забрудненням робочої рідини. При цьому для пошуку несправного гідроагрегату у разі поглибленого діагностування необхідно не менш ніж двократне приєднання приладу КИ-1097, що значно збільшує трудомісткість. З метою усунення недоліків методу діагностування та скорочення витрат на підключення діагностичного пристрою до магістралей гідроприводів, нами розроблені спеціальні приєднувальні пристрої, їх опис наводиться нижче та опубліковано в роботі [5].

Як було зазначено вище, при діагностуванні агрегатів гідроприводів необхідно контролювати якість робочої рідини. Проте засобів контролю, що дозволяють швидко визначити якісні показники робочої рідини, немає. Тому користуються відомостями, отриманими від машиніста-тракториста про марки та термін напрацювання робочої рідини або використовують віскозиметри, фільтрувальний папір та ін. При невідповідності робочої рідини її замінюють.

Відомо [8, 11], що основний параметр - в'язкість робочої рідини (оливи М10, М10Г₂), що застосовуються в гідроприводах тракторів, змінюється в п'ять разів при зміні температури від 20 до 60°C (293...333°K). З огляду на це процес діагностування агрегатів гідроприводів необхідно виконувати при певному діапазоні температури робочої рідини. Тому у розробленому нами пристрої КИ-12421, опис якого наводиться нижче, контроль температури робочої рідини здійснюється термометром, вбудованим у вхідному каналі.

Частота обертання валу приводу гідронасосів для однієї і тієї ж марки гідронасосу на різних тракторах змінюється в межах від 25 до 32 об/с. Вона залежить не тільки від передавального відношення від колінчастого валу двигуна до валу приводу насоса, але й стану самого двигуна трактора. Відхилення частоти обертання колінчастого валу двигуна відповідно до маршрутної технології [23] не повинні перевищувати 2%. Якщо значення частоти обертання виходить за допустимі межі, регулюють паливний насос.

Частоту обертання колінчастого валу двигуна контролюють тахометром трактора або валом відбору потужності, використовуючи приставний тахометр або інші діагностичні прилади, що входять в комплект діагноста, при проведенні планового діагностування. Безпосередній вимір частоти обертання валу приводу насоса вимагає застосування складної апаратури, тому під час діагностування агрегатів гідроприводу необхідно суворо підтримувати постійну частоту обертання колінчастого валу двигуна, встановлюючи важіль паливоподачі двигуна в положення, що відповідає максимальній подачі палива.

З метою підвищення точності та зниження трудомісткості вимірювання внутрішніх витоків робочої рідини в спряженнях золотник-отвір корпусу розподільника та в ущільненнях поршня циліндра, гідроприводів РО, що впливають на транспортне опускання навісної машини, була досліджена можливість використання контрольного циліндра малого діаметра двосторонньої дії. Витоку робочої рідини в цих спряженнях було вирішено визначати способом паралельного включення робочих порожнин контрольного циліндра в гідролінії діагностованого гідроприводу насос-розподільник і розподільник-циліндр, за допомогою приєднувального пристрою і трійника. При такій схемі включення контрольного циліндра під тиском робочої рідини, створюваним діагностичним пристроєм КИ-12421 або КИ-1097 поршнем циліндра з протилежної позаштокової порожнини витісняються малі об'єми оливи при значних переміщеннях штока. Це дає можливість забезпечити високу точність вимірювання внутрішніх витоків

робочої рідини в спряженнях, що діагностуються. При застосуванні як контрольний циліндр ГА-38000 варіатора швидкості самохідних комбайнів, похибка вимірювання витоків робочої рідини зменшується в 5...7 разів у порівнянні з діагностуванням згідно технології [29].

Перевіряти витіки слід після 3-х кратної заміни об'єму прогрітої до 50°C (323°K) робочої рідини переміщенням поршня контрольного циліндра. Заповнення циліндра відбувається при тимчасовій подачі робочої рідини в обидві порожнини циліндра. Поршень при цьому переміщається під різницею сил, прикладених щодо нього. Витіснення робочої рідини проводять включенням золотника в позицію "плаваюче" при перекритій клапаном під'єднувального пристосування гідролінії до розподільника.

5.2. Будова і приєднувальні пристрої для діагностування агрегатів гідроприводів

Пристрій КИ-12421 ГОСНИТИ (рис. 5.1) для діагностування гідроприводів складається з корпусу 1, рукоятки 8, з'єднаної з лімбом 7 і плунжером 5, гільзи 4 і манометра 3.

Збоку гільзи є калібрована дроселювальна щілина, що розташовується проти зливного штуцера корпусу пристрою. Торець плунжера виконаний у вигляді гвинтової спіралі з кроком 14 мм ($14 \cdot 10^{-3}$ м). При повороті рукоятки пристрою 8 на один повний оборот зливна щілина може бути повністю перекрита. При звільненні ручки пружина 11 поверне плунжер 5 і відкриє щілину гільзи на довжину 14 мм. Наявність фіксаторного пристрою 10 забезпечує переміщення вздовж гільзи та фіксацію плунжера 5 у двох положеннях. Перехід на інший ступінь проводиться переміщенням плунжера вручну після звільнення фіксатора 10.

На лімбі 7 нанесено три шкали з межами витрат: 0...90; 0...80, 80...160 л/хв ($0...13 \cdot 10^{-3}$, $13...25 \cdot 10^{-3}$ м³/с). Шкала 0...80 л/хв дійсна при тиску на манометрі 3 пристрою 5,0 МПа, а дві інші при тиску 10,0 МПа робочих рідин в'язкістю 30-80 сантистоксів. Температуру робочої рідини визначають

скляному термометру 14, встановленому в корпусі 13 пристрою. Для вимірювання витрати робочої рідини при діагностуванні агрегатів гідроприводу рукоятку пристрою встановлюють у положення необхідного діапазону витрат, потім повертають до створення перед дроселем тиску робочої рідини 10,0 МПа (або 5,0 МПа). При цьому, проти стрілки пристрою 6 зчитують на шкалі лімба 7 величину витрати робочої рідини, що протікає через прохідний переріз тарованої щілини гільзи пристрою.

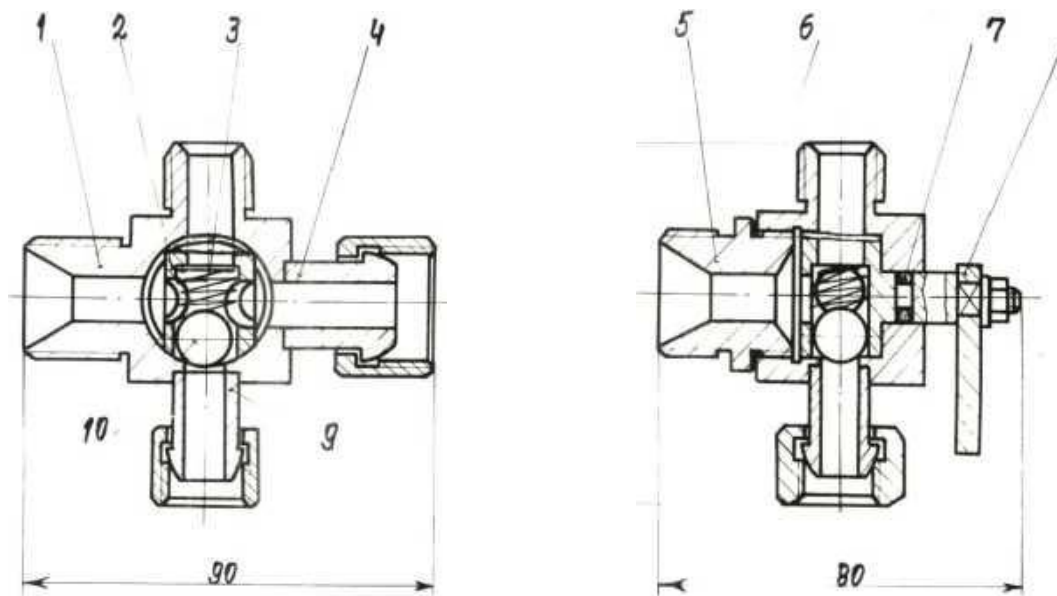
Крім виміру величин витрат (подач), пристрій КИ-12421 дозволяє визначати тиск перепуску робочої рідини різними клапанними пристроями гідроприводів.

Пристрій КИ-124221 значно покращує умови праці діагносту завдяки наявності в ньому зворотної пружини, яка виконує роль запобіжного пристрою, а вбудований термометр з кожухом із термоізоляційного покриття полегшує контроль температури робочої рідини.

Приєднувальний пристрій (рис. 5.1) призначений для приєднання пристрою КИ-12421 або приладів типу КИ-1097 до магістралей гідроприводів тракторів, комбайнів або інших сільгоспмашин, що діагностуються.



а)



б)

Рис. 5.1. Приєднувальні пристосування: а) загальний вид пристосувань I та IV ; б) креслення пристрою 1: 1 – корпус; 2 – кран; 3 – пружина клапана; 4,9 - ніпель з гайкою; 5 – штуцер центральний; 6 – прокладка; 7 - кільце ущільнювальне; 8 – рукоятка; 10 – клапан.

Приєднувальне пристосування дозволяє відключати гідронасос від інших агрегатів. Воно складається з корпусу 1 (рис. 5.1), в розточку якого вмонтований клапан 10, який перекриває один з каналів пристосування. Штуцер 5 з'єднують із входом пристрою КИ-12421 або іншого приладу.

5.3. Розробка та виробнича перевірка технології діагностування гідроприводів РО тракторів

Проведений у розділі 4 аналіз відмов дозволяє встановити сукупність та черговість виконання всіх взаємопов'язаних робіт діагностування. Оптимальна послідовність виконання операцій, як загального, так і поглибленого діагностування обґрунтовується забезпеченням мінімальної трудомісткості, а також взаємною пов'язаністю робіт.

Методичними вказівками щодо діагностування машин [30] передбачається поступове ускладнення діагностичних робіт від найпростіших пов'язаних з підготовкою (огляд, опитування) до інструментальних. З урахуванням цих вимог, аналізу відмов гідроагрегатів, а також досвіду використання технології діагностування та приладу КИ-1097 було розроблено більш досконалу маршрутно-технологічну схему діагностування. Проведення загального та поглибленого діагностування передбачається з використанням приєднувального пристосування 5, що включається в гідролінію насос-розподільник та діагностичного пристрою КИ-12421 (6) та вимірювального циліндра, підключеного за схемою, показаною на рис. 5.2.

Загальне діагностування гідроприводу навісних механізмів тракторів полягає у визначенні величин наступних параметрів:

- подача гідроприводу;
- загальних витоків у циліндрі та золотниковій парі розподільника;
- тиску вільного ходу поршня циліндра.

Технологія загального діагностування, що виконується за пропонованій

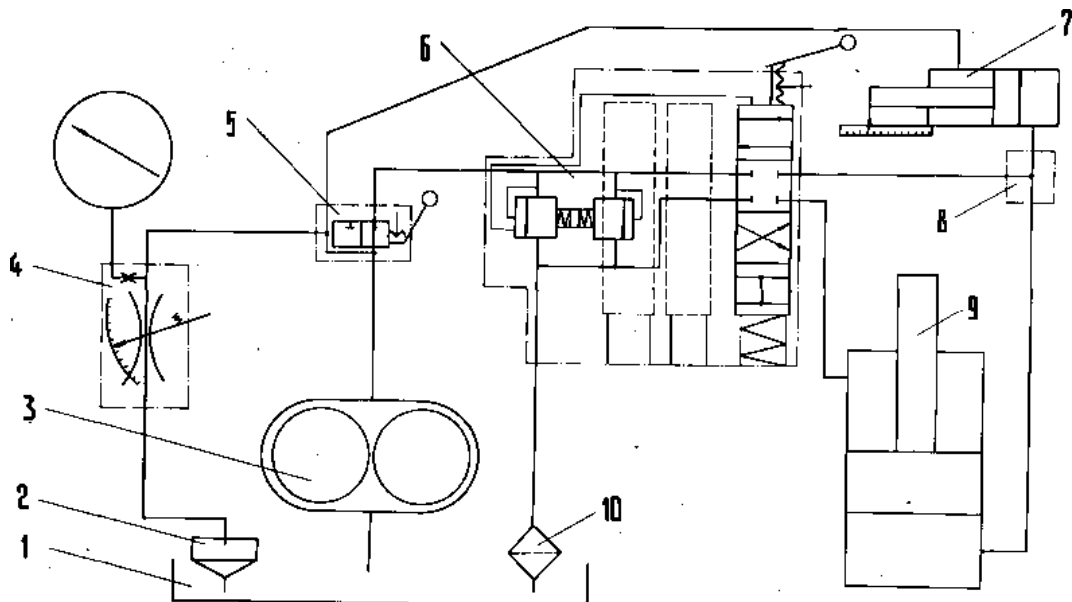


Рис. 5.2. Схема приєднання засобів діагностування під час перевірки технічного стану агрегатів гідроприводів РО тракторів: 1 - бак; 2 – заливна

горловина бака; 3 – насос; 4 - пристрій КИ-12421; 5 - приєднувальний пристрій; 6 – розподільник; 7 - вимірювальний циліндр; 8 – трійник; 9 - циліндр РО; 10 – фільтр.

схемі, що незначно відрізняється від поглибленого діагностування, оскільки підготовчі та заключні роботи одні й ті самі. У цьому полягає основна перевага розробленої технології діагностування від існуючої [19, 27]. Застосування приєднувального пристосування (рис. 5.1) дозволяє, не змінюючи приєднання діагностичного пристрою і не зупиняючи двигун трактора розпочати поглиблене діагностування, тобто, пошуку несправного агрегату методом послідовного визначення технічного стану агрегатів гідроприводу. Технологію діагностування наведено у додатку до магістерської роботи.

Виробничі випробування пристрою проводилися на тракторах та комбайнах у господарствах Уманського району Черкаської області.

Основні витрати часу діагностування гідроприводів сільськогосподарських машин складають підготовчі роботи (приєднання та від'єднання діагностичних пристроїв до маслопроводів) гідроприводів тракторів. Тому значна частина часу польових випробувань була приділена вибору найбільш універсального приєднувального пристрою та перехідних штуцерів, що дозволяють з найменшими витратами часу приєднати діагностичні пристрої до гідроагрегатів сільськогосподарських машин.

Випробовано чотири типи приєднувальних пристроїв (два з них показано на рис. 5.1). Пристрій IV, виготовлений з заводом "Старс" за типом КИ-6272.

У процесі виробничих випробувань пристроєм IV була встановлена неможливість використання на тракторах Т-28Х, МТЗ-80.2/82.2, Т-40, Т-40А, Т-40АМ, оскільки стінка кабіни або інші деталі машини не дозволяють закрутити його в корпус розподільника. При цьому закручування болта поворотного косинця з розподільника на тракторах Т-74, ДТ-75, ХТЗ-243К та

ін. пов'язане з труднощами відновлення герметичності з'єднання через нерівномірне зняття або пошкодження ущільнюючих прокладок. Для встановлення пристрою IV на інших марках тракторів потрібне виготовлення та використання ряду додаткових перехідних штуцерів.

У процесі виробничої перевірки виявлено, що найбільш прийнятним для підключення діагностичних пристроїв є пристрій I (рис. 5.1). Він має перевагу перед іншими пристосуваннями, оскільки дозволяє приєднати діагностичний пристрій як у насоса, так і у розподільника в місцях, зручних для відвертання гайки накидної рукава високого тиску від штуцера або маслопроводу.

Виробнича перевірка та порівняльні випробування пристрою КИ-12421 та КИ-5473 підтвердили правильність вирішення постановки термометра в нагнітальній лінії перед дроселем пристрою КИ-12421. Використання термометра (пристрої КИ-5473 і КИ-1097) практично неможливо, оскільки зливний отвір бака в процесі прогріву робочої рідини і діагностування системи зайнятий зливним рукавом. Одночасне встановлення зливного рукава термометра в отвір бака неможливе.

Проведені випробування приєднувального пристрою 1 показали можливість включення діагностичних пристроїв, що випускаються на всіх тракторах нових марок, що мають у з'єднаннях гідроліній насос-розподільник рукав високого тиску. Винятком є трактори Т-40А, Т-40АМ, МТЗ-80/82, МТЗ-100/102, Т-130 та ХТЗ-3511.

На зазначених вище марках тракторів приєднання діагностичних засобів дуже трудомістко через з'єднання насоса з розподільником сталевим маслопроводом, а також складний доступ до гідроагрегатів. Необхідно заводам-виробникам цих тракторів в гідролінію насос-розподільювач ввести рукав високого тиску, виготовлений за кресленнями альбому Н 13.046-78.

Злив робочої рідини з діагностичних пристроїв, що застосовуються, повинен проводитися через рукав в бак гідроприводу. На тракторах ХТЗ-243К, Т-40А/АМ злив робочої рідини в бак можливий тільки через заливну

горловину фільтра бака, Для чого потрібно викручувати пробку горловини і місце її вкручувати перехідний штуцер. Тому з метою уніфікації місць приєднання діагностичних засобів слід вимагати застосування на тракторах єдиної конструкції пробки заливної горловини бака. Конструкція пробки має забезпечувати приєднання до неї рукава високого тиску. Це покращить не лише умови діагностування, а й заправлення баків робочою рідиною.

Виробничі випробування трьох дослідних зразків пристрою КИ-12421 та приєднувальних пристроїв дозволили розробити більш ефективну технологію діагностування агрегатів гідроприводів тракторів та інших сільськогосподарських машин з використанням приєднувальних пристроїв та пристрою КИ-12421.

Розроблена технологія діагностування гідроагрегатів може бути використана із застосуванням пристроїв КИ-1097 і КИ-5473, що випускаються в даний час.

За результатами виробничих випробувань встановлено, що час на діагностування агрегатів гідроприводів тракторів скорочується. у середньому на 0,1...0,3 год., порівняно з існуючою технологією за рахунок виключення операцій переєднання пристрою та повторного запуску двигуна машини.

5.4. Оцінка економічної ефективності виконаного дослідження

Економічний ефект від впровадження розроблених засобів, методу та нових значень нормативних параметрів діагностування агрегатів гідроприводів визначений як сума, складових, отриманих від ефективності кожного заходу.

При розрахунку економічного ефекту від впровадження нового пристрою та методу діагностування гідроагрегатів за базу порівняння прийнято існуючу в даний час технологію діагностування гідроприводів з використанням пристрою КИ-5473, КИ-1097 оскільки інші діагностичні засоби не випускаються серійно і не можуть бути використані на практиці.

5.4.1. Розрахунок економічного ефекту від впровадження технології та пристрою для діагностування агрегатів гідروприводів тракторів

Розрахунок величини річного економічного ефекту від впровадження розробленого пристрою КИ-12421, приєднувальних пристроїв та методу діагностування агрегатів гідроприводів тракторів проводився відповідно до методики визначення економічної ефективності використання в господарстві нової техніки [43], за різницею наведених витрат базового та нового варіантів за формулою:

$$E_1 = (B_1 - B_2) \cdot A = [(C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2)] \cdot A; \quad (5.1)$$

де E_1 - річний економічний ефект, грн.;

B_1, B_2 - наведені витрати на діагностування одного гідроприводу, грн.;

A - річний об'єм проведених діагностувань при використанні комплектів приладів на станціях технічного обслуговування тракторів, шт.;

C_1, C_2 - собівартість виконання робіт при діагностуванні одного гідроприводу за базовим та новим варіантами, грн.;

K_1, K_2 - питомі капітальні вкладення при базовому та новому варіантах діагностування, грн.;

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капвкладень.

Доцільність розрахунку за зазначеною вище формулою (5.1) обґрунтована такими положеннями:

- супутніх капіталовкладень як при базовому, так і в новому варіанті діагностування не потрібно;
- термін служби базового та нового діагностичних пристроїв однаковий (рівний шести рокам);
- капітальний та поточний ремонт зазначених коштів не передбачений та не потрібен;
- базовий і новий варіанти засобів діагностування забезпечують програми виконання ТО-3 як у станціях технічного обслуговування тракторів, і у великих господарствах. Коефіцієнт завантаження засобів діагностування

гідроприводу дуже малий. Тому коефіцієнтом зростання продуктивності нового діагностичного засобу можна знехтувати.

Собівартість діагностування одного гідроприводу визначають за формулою:

$$C = C_{\text{год}} \cdot K_d \cdot K_n \cdot T_d \cdot + B \cdot a / 100 \cdot A; \quad (5.2)$$

де: $C_{\text{год}}$ - тарифна годинна ставка виконавця;

K_d , K_n - коефіцієнти, що враховують розмір премії робітників та накладні витрати підприємства, $K_d = 1,24$, $K_n = 1,5$;

T_d - трудомісткість діагностування одного гідроприводу, $T_d = 2$ люд.-год.;

B - балансова вартість комплекту, грн.;

a - амортизаційні відрахування, %.

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту наведено у таблиці 5.1.

Таблиця 5,1

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту

Найменування показника	Позначення	Од. виміру	Показники	
			базовий варіант	новий варіант
1. Річний об'єм проведених діагностувань гідроприводів тракторів, рівний кількості проведених ТО-3 і поточних ремонтів	А	шт.	370	370
2. Балансова вартість комплекту діагностування:	Б	грн.	8500	12800
а) пристрій для перевірки гідросистем КИ-5473			4600	8900
б) тахометр СК-751			2330	2330
в) секундомір			1570	1570
3. Амортизаційні відрахування	а	%	16,6	16,6
4. Трудомісткість діагностування одного гідропривода		люд. - год	0,5	0,4

5. Середньогодинна тарифна ставка діагноста	Сгод	грн.	56,6	56,6
6. Строк роботи		років	6	6
7. Супутні капіталовкладення			-	-

Собівартості одного діагностування при базовому та новому варіантах діагностування складають:

$$C_1 = 56,6 \cdot 1,24 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 2 + (8500 \cdot 16,6) / (100 \cdot 370) = 1\,090 \text{ грн.};$$

$$C_2 = 56,6 \cdot 1,24 \cdot 1,5 \cdot 0,4 \cdot 2 + (12800 \cdot 16,6) / (100 \cdot 370) = 880 \text{ грн.};$$

Річний економічний ефект від використання комплекту пристрою КИ-12421 і методу при діагностуванні гідроприводів РО тракторів складає:

$$E_1 = [(1090 + 0,15 \cdot 8500/370) - (880 + 0,15 \cdot 12800/370)] \cdot 370 = 64\,750 \text{ грн.}$$

При річній програмі випуску пристроїв КИ-12421, що дорівнює річному випуску діагностичних комплектів для виконання ТО-3 (КИ-13919; КИ-13920), тобто 50 штук, річний економічний ефект складе

$$E_{\text{п}} = 64\,750 \cdot 50 = 3\,237\,500 \text{ грн.}$$

5.4.2. Розрахунок економічної ефективності від застосування нового значення параметра граничного технічного стану гідронасосу

Застосування економічно обґрунтованих параметрів технічного стану гідроагрегатів при поточному ремонті та технічному обслуговуванні дозволить своєчасно усунути відмови гідроприводу, знизити витрату гідроагрегатів, палива та інших матеріальних ресурсів, що зрештою зменшить витрати господарств на виконання сільськогосподарських робіт та собівартість продукції.

В результаті проведених досліджень встановлено, що граничне значення коефіцієнта подачі насоса тракторів дорівнює 0,4. У міжвідомчому документі [12] це значення дорівнює 0,7, а технічних умовах [15] й у звіті [31] він дорівнює 0,6. З наведених у розділі 2 розрахунків випливає, що для еталонних умов роботи трактора ДТ-75, при гарантованому ресурсі гідроагрегатів, питомі витрати на одиницю напрацювання у разі заміни

насоса, при зазначених коефіцієнтах подачі, рівних 0,6 і 0,4 складають 4,22 грн і 3,11 грн на умовний гектар. Отже, при впровадженні нового нормативу, що дозволяє підвищити термін експлуатації гідронасоса, витрати господарств на умовний гектар будуть меншими на 1,11 грн.

Тому розрахунок річного економічного ефекту слід виконати за формулою.

$$E_2 = (\Delta C_{H1} - \Delta C_{H2}) \cdot W_p \cdot M,$$

де ΔC_{H1} , ΔC_{H2} - питомі витрати на умовний гектар, пов'язані із заміною гідроагрегату при старому та новому значеннях коефіцієнта подачі, грн.;

W_p - річне напрацювання тракторів, ум. га;

M - кількість тракторів, що знаходяться в експлуатації.

Вихідні дані для розрахунку:

1. Середнє річне напрацювання на трактор приймаємо – 1100 ум. га;
2. Кількість тракторів, що знаходяться в експлуатації – 17 шт.

Річний економічний ефект від впровадження уточненого параметра граничного технічного стану насоса гідроприводу РО тракторів дорівнює

$$E_2 = (4,22 - 3,11) \cdot 1100 \cdot 17 = 20\,757 \text{ грн.}$$

5.4.3. Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження розроблених заходів по удосконаленню діагностування гідроприводів РО тракторів

Оскільки граничні значення параметрів розподільників і циліндрів залишені без змін, тобто є такими як вони передбачені міжвідомчим документом [12], а параметри витоку робочої рідини в золотникових парах розподільників запропоновані на основі виконаних робіт [14, 15], то економічний ефект за іншими параметрами не розраховувався.

Економічний ефект виконаної роботи становить суму отриманих річних ефектів, розрахованих у розділах 5.3.1 та 5.3.2 тобто від впровадження більш досконалих методів та влаштування КИ-12421 при діагностуванні

гідроприводів РО тракторів, а також нового нормативу граничного стану гідронасосу:

$$E = 64\,750 + 20\,757 = 85\,507 \text{ грн.}$$

5.4.4 Витрати на виготовлення і експлуатацію дроселя-витратоміра

Відповідно до калькуляції господарства собівартість виготовлення, випробування та тарування одного екземпляра дроселя витратоміра становить 10000 грн, витрати на освоєння пристосування персоналом ~ 1000 грн., загальна сума витрат – 11000 грн.

Вище було показано, що потреба в дроселях-витратомірах в господарстві становить два екземпляри на 40 навантажувачів.

Звідси витрати на одну годину наряду навантажувача:

$$Z_{зд} = \frac{11000 \cdot 2}{1674 \cdot 40} = 0,33 \text{ грн/год.}$$

Загальні питомі наведені витрати за базовим та новим варіантами згідно з формулами 5.2 та 5.3:

$$Z_{пв б} = 78,70 + 20,54 + 48,84 + 91,90 + 17,77 + 35,11 = 3173,6 \text{ грн.}$$

$$Z_{пв н} = 78,70 + 20,54 + 46,12 + 86,60 + 17,77 + 35,11 + 0,33 = 2851,7 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект на один навантажувач за формулою 5.1:

$$E_p = 1674 \cdot (292,86 - 285,17) = 12880 \text{ грн.}$$

Цей ефект фактично буде значно вищим за рахунок скорочення в процесі виробництва збитків, пов'язаних із раптовими відмовними машини, які сюди не включені через відсутність відповідного обліку.

В господарстві прийнято визначати планові накопичення (прибуток) у розмірі 8% від собівартості робіт та відповідно встановлювати планово-розрахункову ціну послуг. Звідси визначимо ціну машино-години навантажувача за базовим варіантом:

$$Ц_б = 292,86 \cdot 1,08 = 316,3 \text{ грн.}$$

Плановий прибуток на одну машино-годину:

$$П_{год б} = 316,3 - 292,86 = 23,43 \text{ грн.}$$

Загальний річний прибуток на один навантажувач:

$$P_{рб} = P_{годб} \cdot T_{рб} = 23,43 \cdot 1632 = 38238 \text{ грн.}$$

За збереження такої ж планово-розрахункової ціни для нового варіанту річний прибуток складе:

$$P_{рн} = (Z_{пвб} - Z_{пвн} + P_{годб}) \cdot T_{рн} = (292,86 - 285,17 + 23,43) \cdot 1674 = 5209,5 \text{ грн.}$$

Таким чином при впровадженні дроселя-витратоміру може бути отриманий додатковий річний прибуток на один навантажувач у розмірі:

$$P_p = P_{рн} - P_{рб} = 5209,5 - 38238 = 13857 \text{ грн.,}$$

що відповідає його збільшенню порівняно з базовим варіантом більш ніж на 36%.

Термін окупності капітальних вкладень запропонованої технології діагностування гідроприводу навантажувача складає:

$$T_{ок} = \frac{36064}{12880} = 2,8 \text{ роки.}$$

5.5. Висновки до розділу

1. У результаті проведеного техніко-економічного аналізу роботи гідроприводів РО та умов експлуатації сільськогосподарських тракторів встановлено, що середнє граничне значення коефіцієнта подачі гідронасосів дорівнює 0,4, розподільників Р75-23 дорівнює 0,75, а гідроприводу РО тракторів - 0,3.

2. На основі аналізу дефектів і відмов циліндрів запропоновано враховувати в якості граничного критерія – знос, задири і погнутість штока циліндра, що викликає появу каплеподібної течі робочої рідини в поєднанні шток-кришка циліндра при робочому тиску 10 МПа, а також збільшення тиску вільного переміщення поршня, що перевищує 1,5 МПа.

3. На підставі аналізу методів діагностування гідроприводів, а також проведених лабораторних та польових випробувань пристрою КИ-12421 ГОСНИТИ, обґрунтовано доцільність діагностування гідроприводів тракторів

за параметрами потоку з урахуванням витоків робочої рідини в їх складових частинах з використанням пристроїв типу КИ-1097 та КИ-12421.

4. Розроблений пристрій КИ-12421 для діагностування гідроагрегатів має досить стабільні показники визначення подачі робочої рідини до $2,6 \cdot 10^{-3}$ м³/с (160 літрів за хвилину). Наведена відносна похибка виміру подачі становить не більше 5%.

5. Пристрій КИ-12421 забезпечує контроль технічного стану складових частин гідроприводів тракторів, зокрема нових марок тракторів К-700А, К-744, ХТЗ-243К та інших сільськогосподарських машин.

6. Застосування приєднувального пристрою та пристрою КИ-12421 дозволяє скоротити час на діагностування агрегатів гідроприводів у середньому на 20-25% порівняно з існуючою технологією із застосуванням пристроїв КИ-5473, КИ-1097.

7. Використання розробленого приєднувального пристрою при діагностуванні агрегатів гідроприводів вирішує питання про уніфікацію місць приєднання діагностичних пристроїв без значних змін у монтажних з'єднаннях маслопроводів тракторів, комбайнів та інших сільськогосподарських машин. Для цього необхідно:

а) на тракторах МТЗ-100/102, МТЗ-80/82, Т-130, Т-140АМ та ХТЗ-3511 в гідролінію насос-розподільник ввести рукав високого тиску, що забезпечує приєднання розробленого приєднувального пристрою І.

б) на всіх тракторах доцільно ввести єдину конструкцію пробки гідравлічного бака зі штуцером М 27 x 1,5, що дозволяє приєднувати зливні рукави діагностичного пристрою та заправних засобів.

8. Застосування вимірювального циліндра визначення витоків робочої рідини в зазорі золотник-корпус розподільника скорочує час діагностування в п'ять разів при зменшенні похибки вимірювання сім разів.

9. Аналіз економічної ефективності застосування дротяно-витратоміру показав, що мінімальний річний економічний ефект на один тракторний навантажувач за собівартістю становить 12880 грн, з прибутком –

13857 грн. Термін окупності капітальних вкладень запропонованої технології діагностування гідроприводу тракторного навантажувача складає 2,8 роки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

1. Основними причинами відмов тракторних одноковшових гідравлічних навантажувачів є неприпустиме зменшення продуктивності та надмірний рівень втрат енергії в гідроприводі внаслідок зниження внутрішньої герметичності складальних одиниць ГП через зношування.

2. На основі досліджень знайдено аналітичну залежність для розрахунку тривалості робочого циклу навантажувача при зміні ККД контурів, що враховує зміну при цьому відносної тривалості операцій робочого циклу.

3. Розроблено методику розрахунку оптимального ресурсу та граничного ККД гідроприводу, що враховує одночасну дію двох факторів: зниження продуктивності та збільшення енергетичних втрат у гідроприводі.

4. Розроблено пристосування для діагностування гідроприводу сучасних мобільних машин.

5. Аналіз економічної ефективності застосування дроселя-витратоміру показав, що мінімальний річний економічний ефект на один тракторний навантажувач за собівартістю становить 12880 грн., з прибутком – 13850 грн.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гідравліка і гідропривод: довідник. В.Г. Федоров, Н.С. Мамелюк, О.І. Кепко, О.С. Пушка; за ред. В.Г. Федорова. Умань: Видавничо-поліграфічний центр «Візаві», 2017. - 135 с.
2. Гідравліка, гідро – та пневмоприводи: Навчальний посібник . – Бар, 2022. - 140 с.
3. Буренніков Ю.А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Навчальний посібник. Ю.А. Буренніков, І.А. Немировський, Л.Г. Козлов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. - 273 с.
4. Дідур В.А. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. В.А. Дідур, О.Д. Савченко, С.І. Пастушенко, С. І. Мовчан. – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. - 464 с.
5. Збірник задач з гідравліки. Глухов Г.М., Чумаков Г.А., Луняка К.В. - Херсон, 2001. - 90 с.
6. Колчунов В.І. Теоретична та прикладна гідромеханіка. Навчальний посібник.- К. : НАУ, 2004.-336 с.
7. Константінов Ю.М. Технічна механіка рідини і газу. Підручник. - К.: “Вища школа”, 2002. - 277 с.
8. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : підручник / В.Р. Кулінченко. - Київ: ІНК ОС, Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.
9. Левицький Б.В., Лещій Н.П. Гідравліка. Загальний курс. Львів, 1994. - 327 с.
10. Мандрус В.І. Гідродинамічні передачі. Львів, 1992. - 208 с.
11. Мандрус В.І., Лещій Н.П., Звякін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів, 1995.- 259 с.
12. Науменко І.І. Гідравліка. Підручник. - Рівне: НУВГП, 2005. - 475 с.

13. Пелевін Л.Е., Гарковенко О.М., Фомін А.Ф., Гідро - та пневмоприводи будівельних машин: - підручник.- К.: КНУБА, 2000. – 288 с.
14. Рязанцев Р.Ю. Експлуатація та ремонт підйомно - транспортних, будівельних і дорожніх машин і обладнання. Навчальний посібник. Бар; Барський коледж транспорту та будівництва Національного транспортного університету – 2017. - 296 с.
15. Тітов Ю.П., Яковенко М.М. Інженерна гідравліка. Навчально-методичний посібник до практичних занять. - Харків: ХНАМГ, 2005 - 91 с.
16. ДСТУ ISO 1219-1:2014 Системи гідравлічні і пневматичні та їхні складові частини.
17. Пелевін Л.Є. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: підручник / Л.Є. Пелевін та ін. – К.: КНУБА, 2015. – 340 с.
18. Пелевін Л.Є. Гідро- та пневмопривод будівельних машин: підручник. Л.Є. Пелевін, О.М. Гаркавенко, А.В. Фомін, В.М. Смирнов; 2-е вид. – К.: КНУБА, 2002. – 328 с.
19. Пелевін Л.Є. Гідро- та пневмоприводи будівельних машин: Пелевін Л.Є. Основи проектування та регулювання гідро та пневмоприводів будівельних машин: навч. посіб. Л.Є. Пелевін, О.М. Гаркавенко, С.Ю. Комоцька. – К.: КНУБА, 2006. – 80 с.
20. Пелевін Л.Є. Гідравліка, гідроприводи та гідрої пневмоавтоматика: навч. посіб. / Л.Є. Пелевін, С.Ю. Комоцька, М.М. Балака. – К.: КНУБА, 2012. - 120 с.
21. Пелевін Л.Є. Синтез гідро- та пневмоавтоматичних систем логістичної техніки: навч. посіб. Л.Є. Пелевін, Є.В. Горбатюк, О.О. Терентьєв, А.Т. Свідерський. – К.: Інтерсервіс, 2018. – 228 с.
22. Буренніков, Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник. Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. - Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с.

23. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: підручник. [Федорець В. О., Педченко М.Н., Струтинський В.Б. та ін.]; за редакцією В.О. Федорця. - К.: Вища шк. 1995. - 463 с.
24. Кривцун В., Нагачевський В., Фарбота А., Голушко С., Маліновський Н., Прищепка О. Гідроприводи засобів інженерного озброєння: навч. посібник. - Львів: НАСВ, 2021. - 122 с.
25. Возняк Л.В., Гімер Р.Ф., Гімер П.Р. та ін. Гідравліка та гідропривод: збірник задач і вправ. - Івано-Франківськ: "Факел", 2018. - 283 с.
26. Федоров В.Г., Мамелюк Н.С., Кепко О.І., Пушка О.С. Гідравліка і гідропривод: довідник. - Умань: ВПЦ "Візаві", 2017. - 135 с.
27. Vacca A., Franzoni G. Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design. - Wiley, 2021. - 704 p.
28. Погорілець О.М. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; за ред. О.М. Погорільця. - К.: Вища освіта, 2004. - 368 с.
29. Важинський С.Є., Щербак Т.І. Методика та організація наукових досліджень: Навч. посіб. Суми: СумДПУ імені А.С. Макаренка, 2016. - 260 с.
30. Методологія та організація наукових досліджень: навчально-методичний посібник / В. М. Михайлов та ін. Х.: ХДУХТ, 2014. 220 с.
31. ДСТУ 3008:2015 «Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання».
32. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: Підручник для здобувачів вищої освіти / Д.П. Журавель, І.П. Паламарчук, С.М. Уманський, В.І. Паламарчук; за ред. Д. П. Журавля. – Київ: ЦП «Компринт», 2021. – 449 с., іл
33. Гевко Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки: посібник Б.М. Гевко, С.Г. Білик, А.Ю. Ліник, О.В. Фльонц - Тернопіль: Вид-во ТНТУ ім. І. Пулюя: 2015, - 384 с.
34. Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. Запоріжжя: Прем'єр, 2005. - 464 с.

35. Boiko A., Popyk P., Gerasymchuk I., Bannyi O., Gerasymchuk N. Application of the new structural solutions in the seeders for precision sowing as a resource saving direction. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 5, no. 1 (95). pp. 46-53. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85062914015&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=popyk&st2=p&nlo=1&nlr=20&nls=count-f&sid=bc1d06cee4ccb053219573c8d60d1261&sot=anl&sdt=aut&sl=36&s=AU-ID%28%22Popyk%2c+Pavlo+S.%22+57207794573%29&relpos=1&citeCnt=1&searchTerm=>

36. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., Solomka O.V., Popyk P.S., Shvidia V.O., Stepanenko S.P. Experimental studies on drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 2019, vol. 57, pp. 141-146, Bucharest, Romania. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85065443467&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&st1=popyk&st2=p&nlo=1&nlr=20&nls=count-f&sid=bc1d06cee4ccb053219573c8d60d1261&sot=anl&sdt=aut&sl=36&s=AU-ID%28%22Popyk%2c+Pavlo+S.%22+57207794573%29&relpos=0&citeCnt=10&searchTerm=>

37. Trokhaniak, V.I., Rogovskii, I.L., Titova, L.L., Dziubata Z.I., Luzan P.H., Popyk P.S. Using CFD simulation to investigate the impact of fresh air valves on poultry house aerodynamics in case of a side ventilation system. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 2020, vol. 62, no. 3, pp. 155-164, Bucharest, Romania. https://apps.webofknowledge.com/InboundService.do?product=WOS&Func=Frame&DestFail=http%3A%2F%2Fwww.webofknowledge.com&SrcApp=RRC&locale=ru_RU&SrcAuth=RRC&SID=F1ILNvmYPIQ2EToxrOY&customersID=RRC&mode=FullRecord&IsProductCode=Yes&Init=Yes&action=retrieve&UT=WOS%3A000607172200017

38. Trokhaniak V.I., Rogovskii I.L., Titova L.L., Luzan P.H., Popyk P.S., Bannyi O.O. Computational fluid dynamics investigation of heat-exchangers for various air-cooling systems in poultry houses. *BULLETIN OF THE*

UNIVERSITY OF KARAGANDA-PHYSICS, 2020, vol. 1, no. 97, pp. 125-134.
https://apps.webofknowledge.com/InboundService.do?product=WOS&Func=Frame&DestFail=http%3A%2F%2Fwww.webofknowledge.com&SrcApp=RRC&locale=ru_RU&SrcAuth=RRC&SID=F1ILNvmYPIQ2EToxrOY&customersID=RRC&mode=FullRecord&IsProductCode=Yes&Init=Yes&action=retrieve&UT=WOS%3A000523425800014

39. ДСТУ ISO 1219-2:2018: Приводи гідравлічні та пневматичні і їхні елементи. Графічні умовні позначення і принципіві схеми.

40. ДСТУ EN 982:2003: Безпечність машин. Вимоги безпеки до гідравлічних та пневматичних систем та їхніх складових частин.

41. ДСТУ EN ISO 4413:2018 Система гідравлічна. Загальні правила та вимоги щодо безпеки для систем та їхніх складників.

42. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Частина 1. Основні закони, рівняння і визначення: навчальний посібник. Я.В. Іванчук, Р.Д. Іскович-Лотоцький. - Вінниця: ВНТУ, 2019. - 183 с.

43. ДСТУ EN 12622:2018 Безпечність верстатів. Гідравлічні преси для гнуття.

44. ДСТУ ISO 6743-4 Масильні матеріали, індустриальні оливи та споріднені продукти. Класифікація. Група Н (гідравлічні рідини).

45. ДСТУ ISO 3448 Індустриальні рідкі мастила. Класифікація за в'язкістю (ISO VG).

46. ДСТУ ISO 8434 (серія) Металеві трубні з'єднання для гідравлічних і пневматичних систем.

47. ДСТУ ISO 15649 Трубопроводи. Проектування та розрахунок.

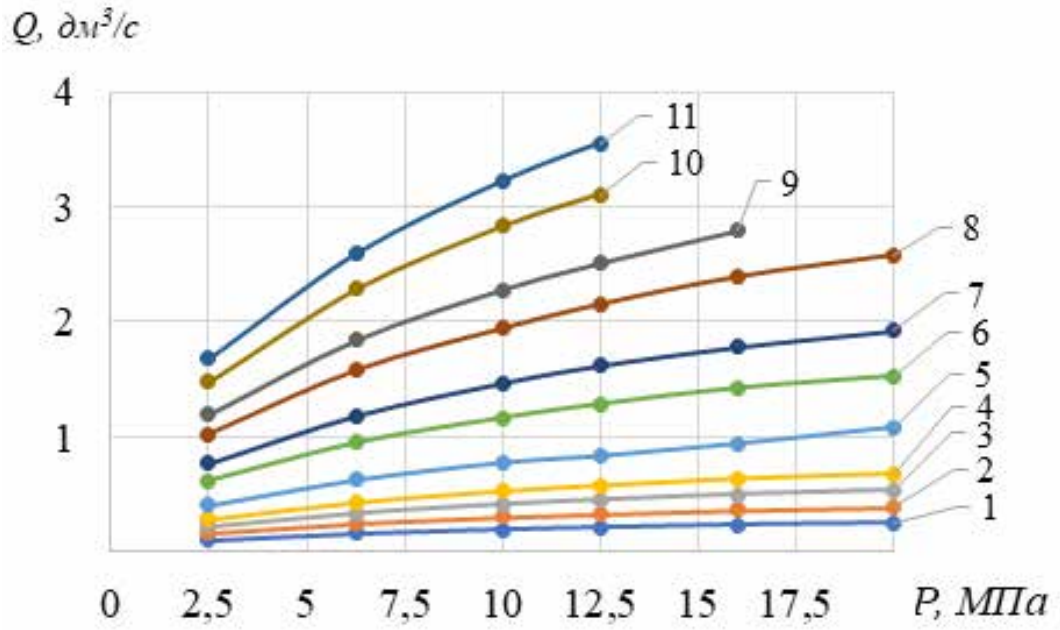
48. ДСТУ ISO 9110 Гідроприводи. Методи вимірювання рівня шуму.

49. ДСТУ ISO 4406 Гідравлічні рідини. Кодування рівня забруднення твердими частинками.

50. ДСТУ ISO 4391 Гідравлічні насоси та мотори. Номінальні параметри.

51. ДСТУ ISO 4405 Гідравлічні рідини. Метод визначення забруднення частинками.
52. ДСТУ ISO 3722 Гідравлічні фільтри. Метод випробування на стійкість до перепаду тиску.
53. ДСТУ ISO 3968 Фільтри. Метод визначення перепаду тиску.
54. ДСТУ ISO 4572 Бета-метод визначення ефективності фільтрів.
55. ДСТУ ISO 6020-1 Гідроциліндри. Серія 160 бар.
56. ДСТУ ISO 6022 Гідроциліндри. Серія 250 бар.
57. ДСТУ ISO 8133 Гідроциліндри. Вимоги до монтажних розмірів.
58. ДСТУ ISO 5598 Гідро- та пневмоприводи. Терміни та визначення.
59. ДСТУ ISO 6403 Розподільники. Монтажні поверхні.
60. ДСТУ ISO 7368 Картриджні клапани. Посадкові розміри.
61. ДСТУ EN 853 Гумові рукави з металевим армуванням.
62. ДСТУ EN 856 Рукави високого тиску зі сталевим армуванням.
63. ДСТУ ISO 15649 (застосовується і до трубопроводів).
64. ДСТУ EN ISO 13849-1 Безпека машин. Частина систем керування, пов'язані з безпекою.
65. ДСТУ ISO 11621 Шум гідросистем. Методи зменшення.
66. ДСТУ ISO 9110-2 Вимірювання шуму гідравлічних компонентів.
67. ДСТУ ISO 10767 (серія) Пульсації тиску в гідросистемах.
68. ДСТУ 3317-96 Гідроприводи об'ємні. Гідроциліндри: загальні технічні вимоги.
69. ДСТУ 12445 Гідросистеми. Вимоги до монтажу трубопроводів.

ДОДАТКИ



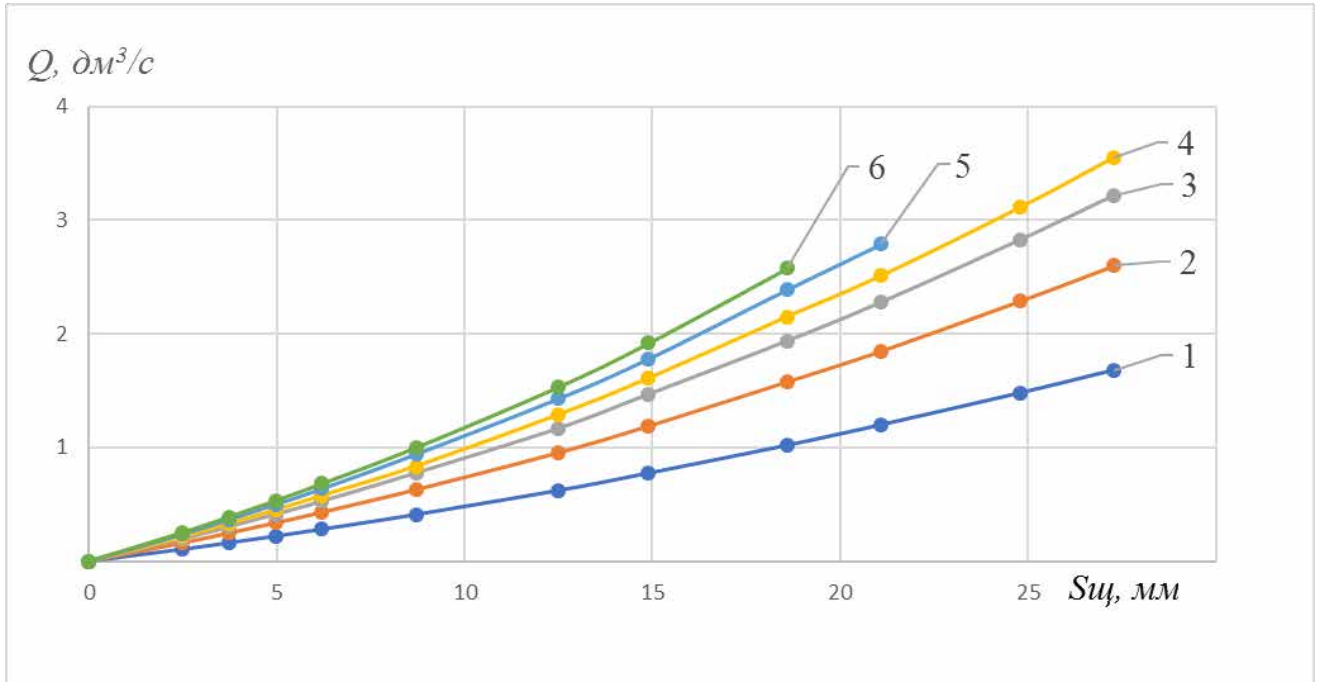
№ графіка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Площа щілин $\text{м}^2 \cdot 10^{-6}$	2,48	3,72	4,96	6,2	8,7	11,6	14,9	18,6	21,1	24,8	27,3

Залежність витрати від перепаду тиску на дроселі-витратомірі

Оптимальні значення граничного стану гідронасосів тракторів

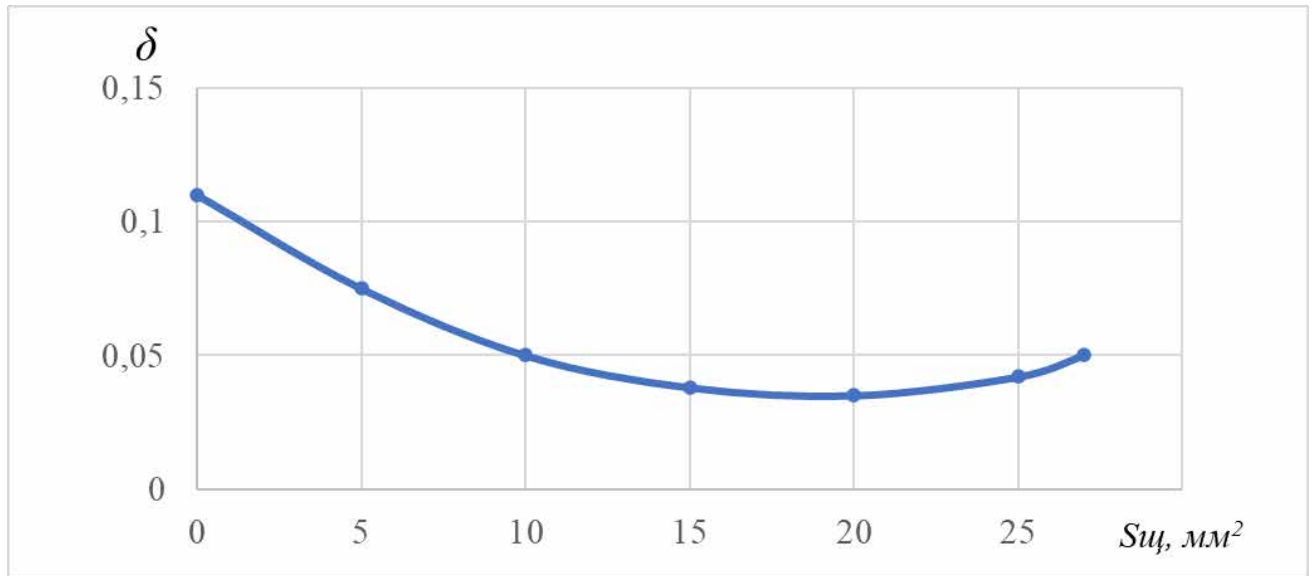
Таблиця 1

Параметри	Марка трактора					
	ДТ-75М	Т-40	ХТЗ-181	ХТЗ-243К	К-744	МТЗ-80
Довжина гону, м	800	800	1000	1200	1200	400
Глибина оранки, м	0,25	0,25	0,25	0,25	0,27	0,25
Коефіцієнт "в" (зміна коефіцієнта подачі гідронасосу) на тис. ум. га	0,1	0,1	0,1	0,05	0,1	0,1
Коефіцієнт (зайнятість трактора на оранці) на	0,30	0,27	0,35	0,35	0,35	0,10
Швидкість оранки, м/с	1,67	1,67	2,4	2,5	2,4	1,83
Витрати заміну насоса, грн.	41,0	21,9	41,0	41,0	72,0	23,0
K_Q (оптимальне значення коефіцієнта подачі)	0,32	0,36	0,35	0,42	0,35	0,37



№ графіка	1	2	3	4	5	6
$P, \text{МПа}$	2,5	6,3	10	12,5	16	20

Регулювальні характеристики дроселя-витратоміра



**Відносна похибка вимірювань витрати за допомогою
дроселя-витратоміра**

Технологія діагностування агрегатів гідроприводів РО сільськогосподарських тракторів

При загальному діагностуванні гідроприводів РО тракторів виконують такі роботи:

1. Перевіряють зовнішнім оглядом, випробуванням стан гідроагрегатів, перевіряють перемикання та фіксацію важелів керування, наявність зовнішніх пошкоджень та підтікань оливи в наявності та якості робочої рідини в баку;

2. Встановлюють на трактор приєднувальний пристрій та діагностичний пристрій КИ-12421 або КИ-1097, як показано на схемі, рис. 5.2. Для цього від'єднують у зручному місці гайку рукава високого тиску від трубопроводу або поворотного косинця в лінії насос-розподільник. У місці роз'єднання гідролінії приєднують приєднувальний пристрій.

На тракторах МТЗ-100/102, МТЗ-80/82 викручують з розподільника болт поворотного косинця і закручують на місце пристосування ІV. Викручують пробку з кришки заливної горловини масляного фільтра (трактори ХТЗ-243К та Т-40А), закручують замість неї перехідний штуцер, приєднавши до нього зливальний рукав.

На тракторах ХТЗ-181, Т-70С, Т-4А, ХТЗ-3511 викручують сапун, а на тракторах ДТ-75, МТЗ-100/102, МТЗ-80/82, К-700/700А, К-744 знімають кришку заливної горловини масляного бака. Опускають у горловину бака кінець зливної рукава пристрою, надійно закріплюють його.

До штуцера приєднувального пристрою та трійника, включеного в гідролінію підйомної порожнини циліндра, приєднують контрольний циліндр (варіатора комбайнів), так, як показано на схемі, рис. 5.2.

3. Встановлюють рукоятку приєднувального пристрою у положення, що забезпечує вільний прохід робочої рідини до розподільника. Включають

привід гідравлічного насоса, встановивши ручку дроселя пристрою в положення "відкрито" і запускають двигун. Включають один з важелів розподільника у позицію "підйом". Встановлюють рукояткою діагностичного пристрою тиск 8 МПа, на середній частоті обертання колінчастого вала двигуна прогрівають оливу до температури 45°C. Встановлюють рукоятку дроселя пристрою в положення "відкрито", через 30 секунд знову перевіряють температуру оливи. Вона має бути в межах 55-65°C.

Встановіть максимальний швидкісний режим двигуна.

4. Перевіряють регулювання запобіжного клапана розподільника. Для цього встановлюють один з важелів керування золотником розподільника з відключеними споживачами в робоче положення "підйом" та утримують його в цьому положенні. Повертаючи ручку пристрою за годинниковою стрілкою, перевіряють злив робочої рідини з нього.

За манометром пристрою визнають тиск, що обмежується запобіжним клапаном розподільника. Якщо тиск настройки запобіжного клапана не відповідає допустимому, його слід відрегулювати.

5. Встановлюють рукояткою діагностичного пристрою тиск 10 МПа та визначають за його шкалою величину подачі робочої рідини гідроприводу. Визначають коефіцієнт подачі гідроприводу. Якщо він виявиться меншим, ніж допускається, див. додаток 3, проводять поглиблене діагностування гідроагрегатів, визначають несправний гідроагрегат.

6. Перевіряють тиск вільного переміщення поршня циліндра. Для цього, встановлюють золотник, що керує циліндром навісного механізму в положення "підйом", а рукоятку діагностичного пристрою повертають до початку руху штока циліндра. Визначають за манометром величину тиску вільного переміщення поршня в циліндрі. Він має перевищувати допустиму величину - 1 МПа.

7. Перевіряють загальний витік робочої рідини у золотниковій парі розподільника та циліндра. Для цього:

- включають рукоятку золотника, що перевіряється, в лінію якого включені контрольний і основний циліндри, в позицію "підйом";

- після того, як шток контрольного циліндра повністю висунеться, а поршень основного циліндра займе середнє положення, встановлюють золотник у нейтральну позицію;

- відключають потік робочої рідини від розподільника, повернувши кран приєднувального пристрою у відповідне положення;

- створюють тиск 9,5 МПа, заміряють швидкість переміщення штока контрольного циліндра. Якщо вона перевищує допустиму, виміряють швидкість переміщення штока основного циліндра. По різниці переміщення штоків циліндрів визначають величину витоків робочої рідини у розподільнику та основному циліндрі. Несправний гідроагрегат відправляють у ремонт.

Якщо параметри гідроприводу перевищують допустимі, проводять поглиблене діагностування гідроагрегатів, виконавши такі операції:

- а) перевіряють подачу насоса на максимальному швидкісному режимі двигуна. Для цього: відключають потік робочої рідини, що надходить у розподільник; встановлюють ручкою діагностичного пристрою подачу насоса. Якщо вказівна стрілка пристрою опиниться за межами шкали, переміщують дросель пристрою на позицію зі шкалою великих витрат. Якщо виміряна подача виявиться менш допустимою D зазначеної в додатку, такий гідронасос слід зняти з трактора і відправити в ремонт;

- б) перевіряють величину внутрішніх витоків робочої рідини у розподільнику при максимальній частоті обертання колінчастого валу двигуна. При перевірці внутрішніх витоків клапан приєднувального пристрою повинен бути встановлений у положення, що забезпечує вільний пропуск оливи в розподільник. Встановлюють рукоятку золотника, маслопроводи якого заглушені, у робоче положення "підйом". На тракторах МТЗ-100/102 та МТЗ-80/82 рукоятку ГЗВ переводять у позицію "вимкнено". На тракторах МТЗ-80/82 виключають регулятор глибини оранки. Повертаючи

рукоятку дроселя діагностичного пристрою за годинниковою стрілкою, встановлюють тиск 10 МПа і визначають за шкалою проти стрілки подачу робочої рідини через діагностичний пристрій при підключеному розподільнику. Величину внутрішніх витоків у розподільнику визначають по різниці між подачею гідронасоса через діагностичний пристрій при підключеному розподільнику. Якщо величина витоків перевищує допустиму, зазначену у додатку 3, розподільник відправляють у ремонт;

в) перевіряють налаштування клапанів автоматичного повернення золотників розподільника в нейтральне положення. Для цього при середній частоті обертання валу двигуна, встановлюють золотник, що перевіряється, в робоче положення "підйом". Повертаючи ручку дроселя діагностичного пристрою за годинниковою стрілкою, піднімають тиск оливи до повернення золотника в нейтральне положення. Максимальне відхилення стрілки манометра пристрою покаже тиск налаштування клапана автоматичного повернення золотника розподільника. Перевіряють таким же способом тиск налаштування інших золотників розподільника. Якщо величина тиску перевищує допустиму, такий клапан розподільника підлягає регулюванню.