

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра машиновикористання та сервісу технологічних систем

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

Крижанівський Руслан Сергійович

УДК 631.354

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Підвищення надійності жниварок зернових комбайнів

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело _____ Р.С. Крижанівський

Керівник роботи

Білецький В.Р.

к.т.н., доцент

Житомир – 2020

АНОТАЦІЯ

Крижанівський Руслан Сергійович. Підвищення надійності жниварок зернових комбайнів. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

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

Аналіз результатів досліджень працездатності модернізованої конструкції планетарного гідромотора показує, що зміна конструкції витискачів дозволяє підвищити механічний і загальний к.к.д. на 7...10% (за рахунок зниження похибки форми самих витискачів) при ідентичності змін інших функціональних параметрів.

Порівняльними експериментальними дослідженнями зміни функціональних параметрів серійного і модернізованого гідромоторів при зносі встановлено, що напрацювання на відмову запропонованої конструкції в 3 рази вище і становить 6000 мото-год.

Експлуатаційними дослідженнями зернових жниварок встановлено, що простої жниварок з гідравлічним приводом в 4,2 рази менші і становлять 17,7 годин. Відмови приводу жниварки визначали як відмови окремих агрегатів: ріжучого апарату, мотовила і транспортера, відповідно вони розподілилися наступним чином 36%, 44% і 20% – для мех., 79%, 15% і 6% – для гідр. приводу

Ключові слова: гідропривід, жниварка, надійність, гідромотор, мотовило, ріжучий апарат, транспортер.

ANNOTATION

Krizhanivsky Ruslan Sergiyovich. Increasing the reliability of grain harvesters. – *The quality of the robot as a manuscript.*

The quality of the robot for the purpose of the master's degree for specialties 208 - Agroengineering. - Polisky National University, Zhytomyr, 2020.

An analysis of the results of the progress made in the modernized design of the planetary hydraulic motor shows how the changes in the design of vitiscans allow the development of the mechanical and foreign ccd by 7 ... 10% (for a decrease in the loss of the form of the vitisk) with the identity of the changes in the other functional parameters.

By experimental experimental changes in the functional parameters of the serial and modernized hydromotors when worn out, it was installed, with a focus on the new proponated design in 3 times and to become 6000 motor years.

Operational preliminaries of grain stubblers have been installed, but the simple stubble stubs with hydraulic drive are 4.2 times less and 17.7 years old. The drive of the stubble was started by the following units: the machine, the reel and the conveyor, as if the stench rose up to the offensive rank 36%, 44% and 20% - for fur., 79%, 15% and 6% - for hydr. drive

Key words: hydraulic drive, reaping machine, reliability, hydraulic motor, reel, equipment, conveyor.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОСТІ СИЛОВИХ ГІДРОПРИВОДІВ АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ.....	8
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	13
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ СТЕНДОВИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	21
ВИСНОВКИ.....	32
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	33

ВСТУП

З усіх застосовуваних у техніці регламентованих показників надійності для гідроагрегатів, які використовуються в приводах сільськогосподарських машин, нормується тільки довговічність. Багатьма дослідниками підкреслюється недостатня невідповідна технічному рівню надійність вітчизняних гідроприводів і їх агрегатів. З цього випливає, що склалася в країні система оцінки технічного рівня гідроприводів і, зокрема, їх надійності, вимагає подальшого вдосконалення.

В даний час склалася обставина, коли навіть при дотриманні вимог нормативно-технічної документації на всіх стадіях розробки і використання гідроприводів сільськогосподарської техніки в процесі їх експлуатації спостерігаються досить часті відмови і несправності.

Очевидним є те, що ефективність експлуатації гідромоторів насамперед залежить як від надійності їх елементів, так і від способів виявлення відмов і рівня необхідних ремонтних впливів щодо їх усунення, саме тому дослідження процесу виникнення відмов та пошуку шляхів підвищення їх надійності є актуальною задачею.

Мета і задачі дослідження. Мета магістерської роботи полягала в підвищенні надійності експлуатації жаток зернових комбайнів за рахунок розробки раціональної конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі задачі:

- Проаналізувати проблеми надійності силових гідроприводів активних робочих органів сільськогосподарських машин;
- Розробити методику проведення досліджень;
- Провести дослідження запропонованого приводу жнивarki зернозбирального комбайну, проаналізувати результати досліджень та зробити висновки.

Об'єкт дослідження: Процеси, що протікають в приводах жниварок зернозбиральних комбайнів.

Предмет дослідження: закономірності виникнення відмов та втрати працездатного стану в системах та підсистемах жаток зернозбиральних комбайнів

Методи дослідження. Дослідження виконано з використанням загальнонаукових методів пізнання, методів теорії надійності, гідравліки, теплотехніки, механіки та прикладної фізики. Обробку експериментальних даних виконували за допомогою методів математичної статистики з використанням прикладних комп'ютерних програм.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. **Крижанівський Р. С.** Умови роботи і відмови зернових жаток. Збірник тез V-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції *«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»*. 28-29 березня 2019 року м. Житомир. ЖАТК. С. 303.

2. **Крижанівський Р. С.** Елементи конструкцій гідромашин, що визначають їх надійність. Збірник тез VI-ї всеукраїнської науково-практичної конференції *«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 9-10 квітня 2020 року. Житомир : ЖАТК. С. 219.

3. **Крижанівський Р.С.** Шляхи підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки. IX Міжнародної науково-технічної конференції. *«Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві»*, 5-24 жовтня 2020 року, смт. Глеваха Київської області, Національний науковий центр «ІМЕСГ» НААН України. м. Київ, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Видавничий центр НУБіП України, 2020.

Практичне значення одержаних результатів. Результати роботи можуть бути впровадженні в умовах машинобудівних підприємств та сільськогосподарських підприємствах України.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 15 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 34 сторінки комп'ютерного тексту, містить 2 таблиці і 12 рисунків.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОСТІ СИЛОВИХ ГІДРОПРИВОДІВ АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

З усіх застосовуваних у техніці регламентованих показників надійності для гідроагрегатів, які використовуються в приводах сільськогосподарських машин, нормується тільки довговічність [1-9]. Дослідженнями Барішева Ю.В., Беленкова Ю.А., Вегери В.П., Галабурди А.А., Дідура В.А., Кальбус Г.Л., Клебанова А.Б., Лебедєва А.Т., Тихомирова О.А., Черкуна В.Є., Янсосна В.В. і ін. підкреслюється недостатня невідповідна технічному рівню надійність вітчизняних гідроприводів і їх агрегатів. З цього випливає, що склалася в країні система оцінки технічного рівня гідроприводів і, зокрема, їх надійності, вимагає подальшого вдосконалення.

В даний час склалася обставина, коли навіть при дотриманні вимог нормативно-технічної документації на всіх стадіях розробки і використання гідроприводів сільськогосподарської техніки в процесі їх експлуатації спостерігаються досить часті відмови і несправності.

Очевидним є те, що ефективність експлуатації гідроприводів насамперед залежить як від надійності їх елементів [1-10], так і від способів виявлення відмов і рівня необхідних ремонтних впливів щодо їх усунення.

Класифікація відмов здійснюється за різними ознаками, основними з яких є причини виникнення, характер зміни параметрів приводу до моменту завершення відмови, способи виявлення, рівень ремонтних впливів та ін. Все різноманіття чинників, що характеризують реальні умови експлуатації та що впливають на надійність, можна звести до двох груп: об'єктивної і суб'єктивної.

До об'єктивних факторів можна віднести вплив навколишнього середовища, механічні та інші зовнішні впливи. До цієї групи факторів відноситься старіння, знос, динамічні навантаження від виконавчих механізмів та ін.

До суб'єктивних факторів відносяться такі, які в тій чи іншій мірі залежать від діяльності людини. До них можна віднести вибір схеми і конструктивного рішення при проектуванні: вибір елементів, що входять в систему; режимів нормальної експлуатації; організація технічного обслуговування і ін.

Вирішальну роль на надійність мають експлуатаційні фактори. В процесі експлуатації і виявляється ступінь їх впливу на надійність. Таким чином, ймовірність нормального функціонування в процесі експлуатації є однією з найбільш повних кількісних характеристик, що оцінюють надійність як за показниками безвідмовності, так і за показниками відновлення.

Залежність надійності від численних і різноманітних факторів призводить до того, що процес появи відмов, а також зміни інших характеристик надійності носять випадковий характер [5, 8].

Для зменшення кількості відмов, перш за все, необхідно усунути причини їх виникнення. Аналіз даних експлуатаційних спостережень за роботою гідроприводів сільськогосподарської техніки і причини їх відмов свідчить, що конструктивні, виробничо-технологічні і експлуатаційні фактори викликають відповідно 27%, 26% і 47% відмов [4]. Причому, в міру доведення конструкції гідроагрегатів, вдосконалення умов, технології та організації виробництва, частка відмов, викликаних експлуатаційними чинниками, збільшується.

У зв'язку з цим забезпечення і підтримання надійності гідроприводів необхідно проводити на всіх стадіях: при проектуванні, виготовленні, ремонті, експлуатації.

Незважаючи на те, що експлуатаційні фактори в загальній структурі відмов переважають, все ж етап проектування є визначальним в процесі забезпечення надійності.

Аналіз сучасного рівня надійності гідроприводів показав, що на їх частку припадає від 16% до 40% відмов складної сільськогосподарської техніки [2]. Це пояснюється, перш за все, тим, що такі найважливіші показники надійності, як

безвідмовність і довговічність більшості гідроагрегатів, не відповідають нормативними показниками, а ремонтпридатність техніки не відповідає сучасним вимогам і потребам сільськогосподарського виробництва.

Від рівня ремонтпридатності сільськогосподарської техніки залежать не тільки витрати на технічне обслуговування і ремонт, а й тривалість перебування техніки в працездатному стані, технічна готовність і термін служби, що має вирішальний вплив на продуктивність і інші показники ефективності використання сільськогосподарської техніки в умовах експлуатації [5, 6]. Тому підвищення ремонтпридатності сільськогосподарської техніки має вирішуватися в сфері створення машин (шляхом розробки і виготовлення конструкцій з високими показниками якості, в т.ч. безвідмовності і ремонтпридатності).

Рівень ремонтпридатності передбачається при проектуванні [6, 8], забезпечується при виготовленні машини і підтримується при експлуатації. Він залежить від багатьох факторів конструктивного, виробничо-технологічного та експлуатаційного характеру. Вплив факторів на рівень ремонтпридатності обумовлюється призначенням і конструкторсько-технологічними особливостями машини, умовами технічної експлуатації. Всю сукупність факторів можна умовно розділити на дві групи [3]: фактори, що визначають ремонтпридатність конструкцій як властивість машини, і фактори, що характеризують умови прояву цієї властивості. По можливості оцінки всі фактори можна поділити на вимірювані кількісно і якісно. Крім того, можна виділити керовані і некеровані фактори. Керовані фактори повинні встановлюватися з урахуванням мінімальних витрат на виготовлення і використання машини, а некеровані – при її створенні та експлуатації.

В результаті аналізу робіт і врахування рекомендацій [4] складена загальна схема (рис. 1.1) і розроблена класифікація чинників, що визначають ремонтпридатність жаток зернозбиральних машин.

Проблема підвищення ремонтпридатності є складовою частиною загальної проблеми підвищення надійності та технічного рівня жаток і їх приводів.

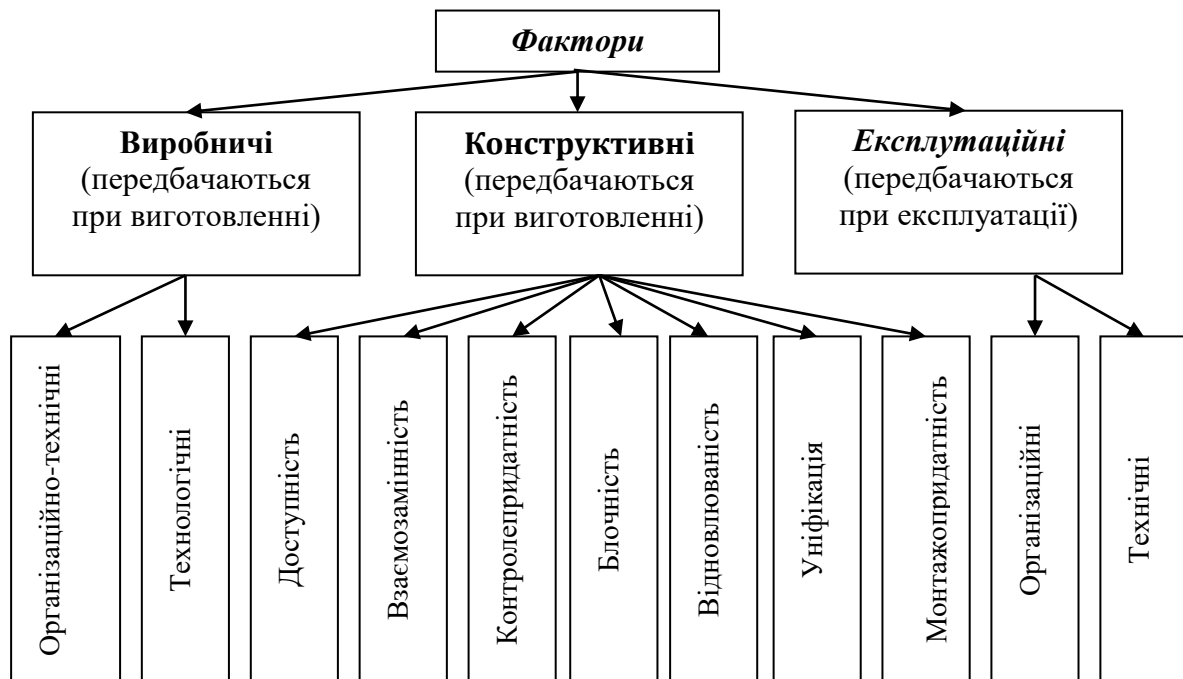


Рис. 1.1. Класифікація факторів, що визначають ремонтпридатність сільськогосподарської техніки

Зокрема, аналіз робіт по забезпеченню заданого рівня надійності гідроагрегатів, поряд з невідповідністю фактичних ресурсів нормованих, показав, що за останні 10...20 років темпи зростання нормованого ресурсу гідроагрегатів значно перевищують темпи зростання фактичного ресурсу в умовах експлуатації. Так, за останні 25 років нормований ресурс більшості гідроагрегатів збільшився до 6000 мотогод., а фактичний, за рідкісним винятком – до 1500...2000 мотогод. [2].

Експлуатаційні витрати гідроагрегатів в межах нормованого ресурсу, пов'язані з витратами на ремонт в ряді випадків в кілька разів перевершують планові, а вартість ремонтно-відновлювальних робіт за цей період нерідко досягає вартості нового гідровузла.

Сформовані принципи забезпечення надійності сільськогосподарської техніки базуються в основному на емпіричному підході. Нормування

показників надійності і їх номенклатура здійснюється апріорно з орієнтацією на зарубіжні зразки без урахування вітчизняних умов виробництва і експлуатації. Існуючі методи проектування не спрямовані на створення ремонтпридатність гідроагрегатів [9-13].

Роль наукових досліджень в ситуації зводиться насамперед до розробки нових методів і засобів, спрямованих на підвищення надійності та ефективності експлуатації гідролікованої сільськогосподарської техніки.

Висновки по розділу 1

Завдання підвищення надійності силових гідроприводів і методи їх реалізації не можуть бути зведені до дослідження тільки існуючих в даний час схем і конструкцій, а повинні бути прийнятні до гідроприводу перспективних сільськогосподарських машин. Це дозволить прискорити впровадження більш досконалих технологій виробництва сільськогосподарської продукції, підвищити ефективність експлуатації сільськогосподарської техніки, а також забезпечити економію трудових і матеріальних ресурсів.

Таким чином, завдання підвищення надійності гідроприводів покликані вирішувати комплекс питань теоретичного і прикладного характеру, які безпосередньо спрямовані на підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

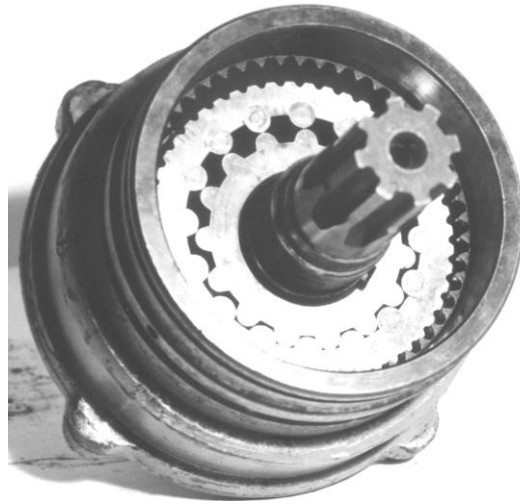
Перепад тиску і витрату рідини в гідроприводі вимірюється за стандартною методикою згідно ГОСТ 17108-79 і ГОСТ 20719-83.

Випробування проводяться в рівних умовах на серійному та експериментальному гідромоторі одночасно. Загальний вигляд конструкцій гідромоторів представлений на рис. 2.1. Для досліджень використовується спеціально розроблений відповідно стенд, загальний вигляд і схема якого представлені на рис. 2.2.

Працює стенд наступним чином. Вал контрольованого гідромотора 2 з'єднаний з навантажувальним пристроєм 3, що дозволяє регулювати різну величину моменту опору. Момент опору визначається за допомогою тензомуфти 8, підключеної до тензопідсилювача 9 з цифровим пристроєм реєстрації. Частота обертання випробовуваного гідромотора 2 регулюється лічильником імпульсів 10. Робоча рідина з бака 13 за допомогою насоса 1 через розподільник 4 підводиться до гідромоторів 2. Показання тиску на вході і виході визначаються за допомогою манометрів 11 і 12. Перепад тиску розраховується як різниця показань цих манометрів. Кількість робочої рідини, пройденої через гідромотор 2 визначається витратоміром 5, встановленим в зливній магістралі розподільника 4 і встановлюється за допомогою дроселя 6. Для запобігання перевантажень, що виникають при випробуваннях в гідросхемі передбачений запобіжний клапан 7. Стабільність температури робочої рідини в гідробаку 13 (згідно ТУ) підтримується охолоджувачем 15 і контролюється термометром 14.

Для визначення коефіцієнта кривизни радіусу зуба попередньо вимірюються величини радіусів і відповідно до методики вимірювання геометричних параметрів деталей силового з'єднання, викладеної нижче.

Експериментальне моделювання зносу витискачів здійснюється шляхом зміни діаметрального зазору.

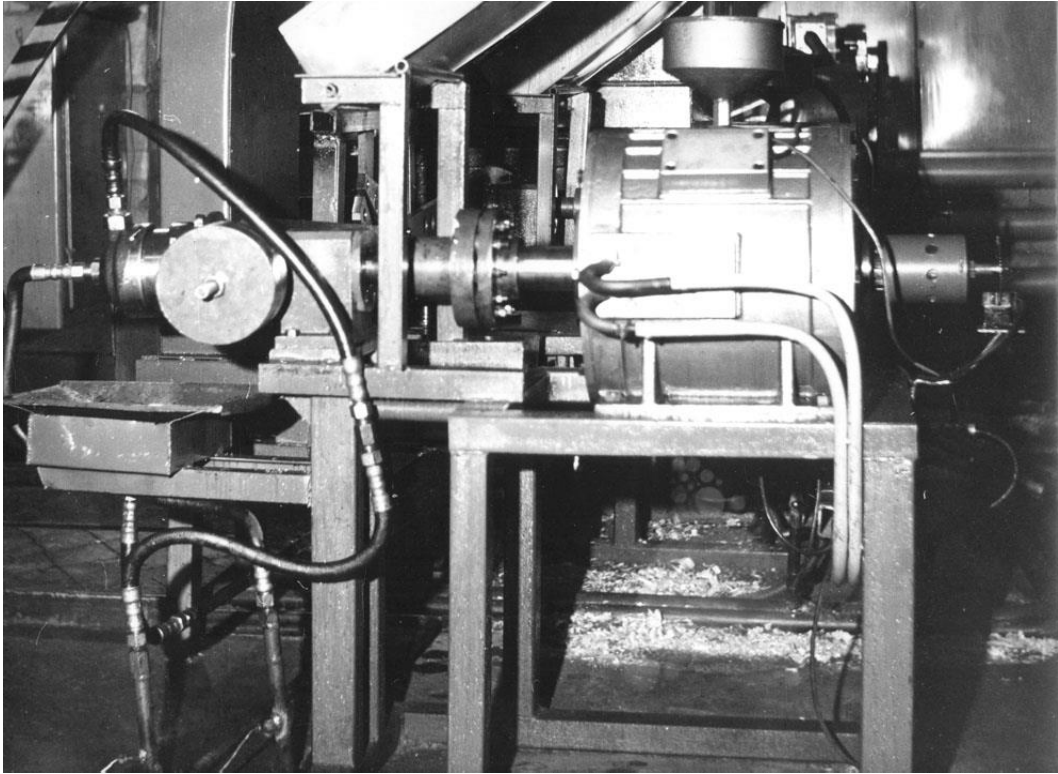


а)

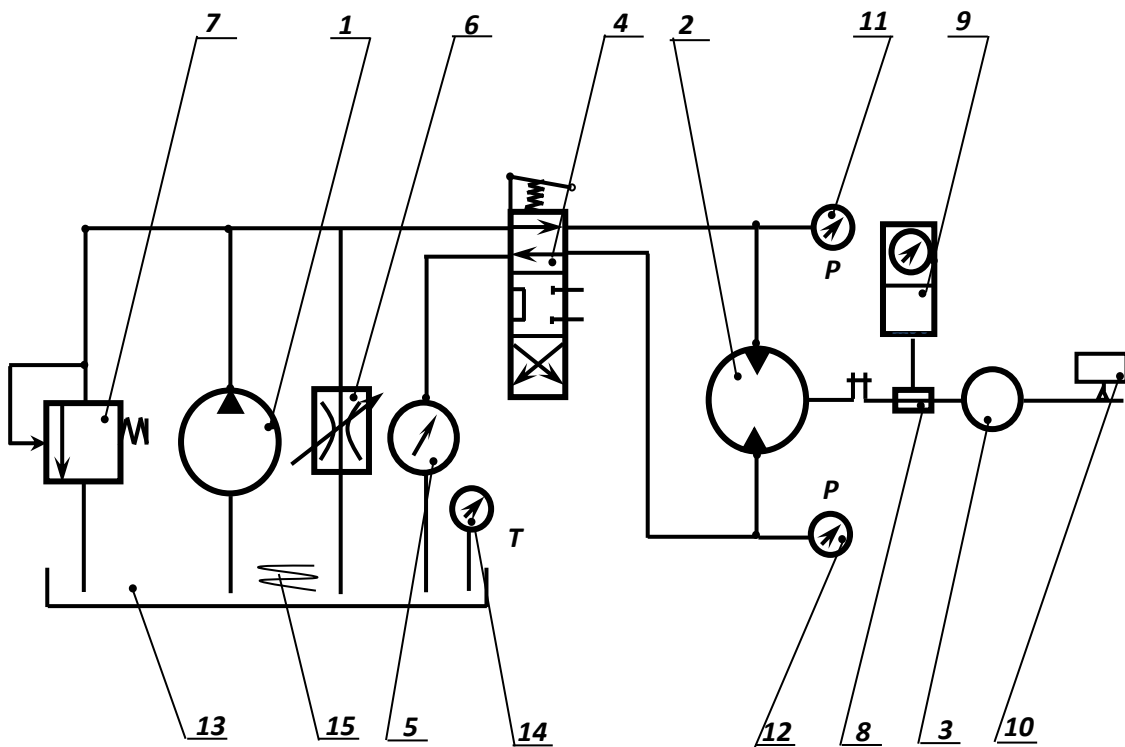


б)

Рис. 2.1. Конструкція планетарних гідромоторів: а - серійного; б - експериментальний



а)



б)

Рис. 2.2. Стенд для випробування планетарних гідромоторів: а – загальний вигляд, б – схема стенду

Згідно стандарту випробування гідромоторів проводяться на трьох робочих тисках: $0,5p_n = 8 \text{ МПа}$; $p_n = 16 \text{ МПа}$ и $p_{\max} = 20 \text{ МПа}$ при пяти частотах обертання $0,25n_n = 37 \text{ хв}^{-1}$; $0,5n_n = 75 \text{ хв}^{-1}$; $0,75n_n = 112 \text{ хв}^{-1}$; $n_n = 150 \text{ хв}^{-1}$ и $n_{\max} = 187 \text{ хв}^{-1}$.

Робоча рідина при випробуваннях – олива моторна М-10Г₂ ГОСТ8581-78. Номінальна тонкість фільтрації – не більше 63 мкм.

При проведенні досліджень в якості функцій відгуків вибираються наступні параметри:

Y_1 – крутний момент $M_{кр}$ на валу гідромотора;

Y_2 – частота обертання валу n гідромотора;

Y_3 – механічний к.к.д. η_m гідромотора;

Y_4 – об'ємний к.к.д. $\eta_{об}$ гідромотора;

Y_5 – загальний к.к.д. η гідромотора.

Основними входними (змінюються) факторами X_i є:

X_1 – перепад тисків Δp робочої рідини;

X_2 – витрата Q робочої рідини;

X_3 – коефіцієнт $\frac{r_2}{r_1}$ кривизни радіусів зубів.

Незмінними факторами Z_i є:

Z_1 – температура t робочої рідини;

Z_2 – кінематична в'язкість ν робочої рідини;

Z_3 – тонкість фільтрації Φ робочої рідини.

Вибрані чинники і рівні варіювання зведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Інтервали і рівні варіювання факторів

Найменування фактора	Позн.	Код. знач.	Од. вм.	Інтерв. вар.	Рівні факторів		
					нижн.	осн.	верхн.
Перепад тиску	Δp	X_1	$МПа$	6	8	14	20
Витрата рідини	Q	X_2	л/хв	50	20	70	120
Коеф. кривизни радіуса зуба	$\frac{r_2}{r_1}$	X_3		$\frac{19}{6}$	$\frac{7}{6}$	$\frac{13}{3}$	$\frac{15}{2}$
Температура роб.рід.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50±4	-
Кінемат. в'язкість	ν	Z_2	$м^2 / с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкість фільтр.	Φ	Z_3	$мкм$	-	-	не біл. 63	-

При матричному плануванні експериментальних досліджень обробка отриманих результатів зводиться до обчислення коефіцієнтів регресії, які визначаються за відомими формулами відповідно до методики, за допомогою ПЕОМ.

Для оцінки надійності окремих підсистем і жатки в цілому і визначення інтенсивності їх відмов проводяться спостереження за роботою жаток ЖВН-6 в умовах повсякденної експлуатації. Збір та обробка інформації проводяться за методикою, розробленою на основі діючих керівних технічних матеріалів і стандартів.

Кількість відмов, яке необхідне для отримання достовірних даних, визначається виходячи з відомої закономірності їх розподілу. Критерієм вибору обсягу випробувань приймається помилка у визначенні середньої тривалості безвідмовної роботи:

$$\varepsilon = \delta t_{cp},$$

де δ – прийнята гранична відносна помилка;

t_{cp} – середній час справної роботи.

З огляду на раптовий характер відмов передбачається, що вони підкоряються експоненціальним законом розподілу. Таке припущення є найбільш справедливим для випадкових відмов.

З огляду на прийняту точність $\nu = 1 + \delta$ і, задаючись ймовірністю отримання числа відмов m не нижче a , по таблиці встановлюється значення m .

В цьому випадку математичне сподівання кількості відмов за час випробування визначається за рівнянням:

$$m = \frac{Nt_u}{t_{cp}^{\circ}},$$

де N – кількість машин, необхідне для спостережень, шт;

t_u – кількість годин роботи машин;

t_{cp}° – очікуване значення часу роботи між відмовами.

Для передбачуваного розподілу маємо:

$$\frac{1}{\varphi} = \frac{\Psi}{2m} = \frac{Nt_u}{mt_{cp}^{\circ}},$$

де φ – числовий коефіцієнт, який встановлюється за довідковими таблицями [1];

Ψ – квантиль розподілу.

Таким чином, необхідна кількість машино-годин визначається за формулою

$$Nt_u = \frac{mt_{cp}^{\circ}}{\varphi}.$$

Для досліджень проведених в дисертації, можна прийняти $\delta = 15\%$, $\alpha = 0,95$. Тоді, число відмов, $m = 150$, а $\varphi = 0,9$.

Досвід експлуатації жаток ЖВН-6 показує, що протягом робочого дня виникає кілька різних відмов у роботі машин. Згідно, літературних джерел

середнє напрацювання на відмову не перевищує годину $t_{cp} = 3,38...6,73$ год [63].

Тоді, при очікуваному значенні часу роботи між відмовами $t_{cp}^{\circ} = 5,05$ години, загальна кількість машино-годин складе:

$$Nt_u = \frac{150 \cdot 5,05}{9} = 871 \text{ машино-годин.}$$

При тривалості сезонної роботи жнивних агрегатів рівній 8-10 днів, із завантаженням їх 10-12 годин на добу, для отримання достовірних даних необхідно проводити випробування мінімально на

$$N_{\min} = \frac{871}{10 \cdot 12} = 7,2 \approx 8 \text{ машинах,}$$

$$N_{\max} = \frac{871}{8 \cdot 10} = 10,9 \approx 11 \text{ машинах.}$$

При обчисленні основних показників, що характеризують надійність: коефіцієнт готовності, середнього напрацювання на відмову, середнього часу відновлення визначаються довірчі межі цих величин.

Для визначення показників надійності складальних одиниць (підсистем) жатка умовно розбивається на кілька основних складових частин: ріжучий апарат, мотовило, транспортер, привід.

Для кожної складальної одиниці визначаються наступні показники: кількість відмов (n), напрацювання на відмову (T), середній час відновлення (T_B), коефіцієнт готовності (K_G), відсоток простоїв в сумарному часу простоїв жатки в цілому.

Розрахунок показників надійності проводиться окремо для партії жаток з механічним і гідрофікованим приводом.

Схема гідрооб'ємного приводу жатки (рис. 2.3) показує кінематику підключення модернізованого гідромотора 7 до підсистем жнивarki: ріжучого

апарату 9, транспортера 11 і мотовила 13. В якості гідравлічного джерела енергії використана гідросистема енергозасобу з насосом НШ- 32.

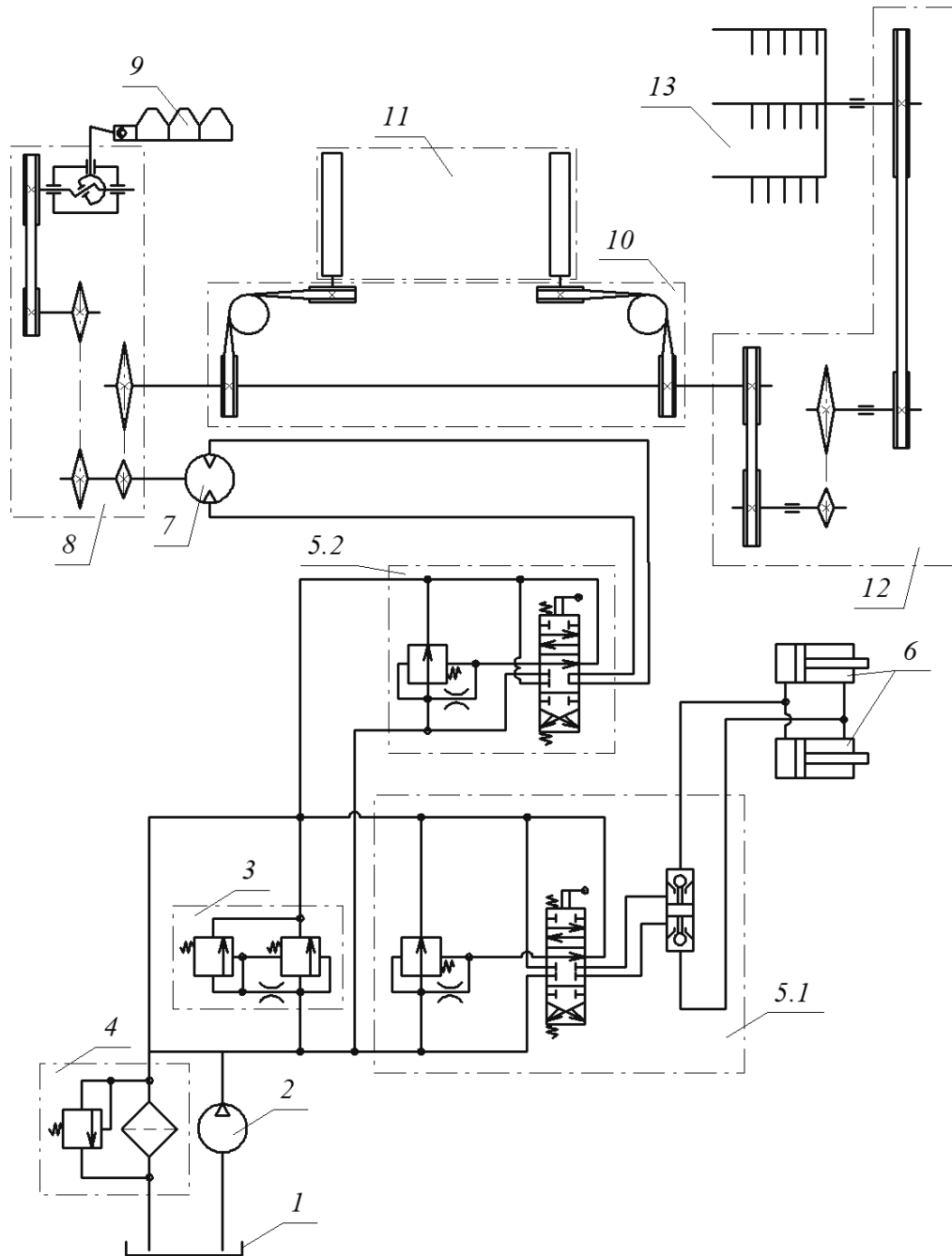


Рис. 2.3 Схема гідрооб'ємного приводу жатки: 1 – масляний бак, 2 – шестеренчастий насос НШ-32У, 3 – запобіжний клапан ГА-33.000, 4 – фільтр, 5 – гідророзподільник, 6 – гідроциліндри, 7 – гідромотор приводу жатки ГПР-Ф-630, 8 – привід ріжучого апарату, 9 – ріжучий апарат, 10 – привід транспортера, 11 – транспортер, 12 – привід мотовила, 13 – мотовило

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ СТЕНДОВИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Працездатність розробленого модернізованого планетарного гідромотора оцінюється відповідно до методики, представленої в розділі 2 і ДСТУ за результатами порівняльних його випробувань з серійним. У модернізованій конструкції гідромотора, з метою підвищення порівнянності результатів використані всі деталі, крім витискачів від серійного гідромотора. Експериментальні витискачі виконані з коефіцієнтом кривизни радіусів зубів $k_z = \frac{r_2}{r_1} = \frac{15}{2} = 7,5$ (в серійному гідромоторі $k_{z,ser} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{7}{6} = 1,12$).

В результаті проведених досліджень встановлено, що для всіх перепадів тисків ($\Delta p = 8$ МПа, $\Delta p = 16$ МПа, $\Delta p = 20$ МПа) і інтервалів зміни частот обертання $n = 35 \dots 200$ хв⁻¹ об'ємний коефіцієнт корисної дії як серійного, так і модернізованого гідромоторів практично не змінюється і близький до $\eta_{об} \approx 1$ (рис. 3.1). Тільки при низьких оборотах модернізованого гідромотора ($n = 40 \dots 70$ хв⁻¹ і перепаду тиску $\Delta p = 20$ МПа) спостерігається деяке зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії до значень близьких до $\eta_{об} = 0,87$.

Висока стабільність об'ємного коефіцієнта корисної дії в широкому діапазоні частот обертання вказує на те, що запропонована конструкція витискачів має самогерметизацію не гіршу, ніж серійна.

Рівняння регресійного зв'язку об'ємного коефіцієнта корисної дії з основними параметрами робочого процесу матимуть вигляд:

$$Y_3(\eta_{об}) = 0,942 + 0,015 \cdot X_1 + 0,0345 \cdot X_2 - 0,01 \cdot X_1 \cdot X_2. \quad (3.1)$$

або в розкодувати вигляді

$$\eta_{об.} = 0,831 + 0,0048\Delta p + Q(0,00115 - 0,000033\Delta p). \quad (3.2)$$

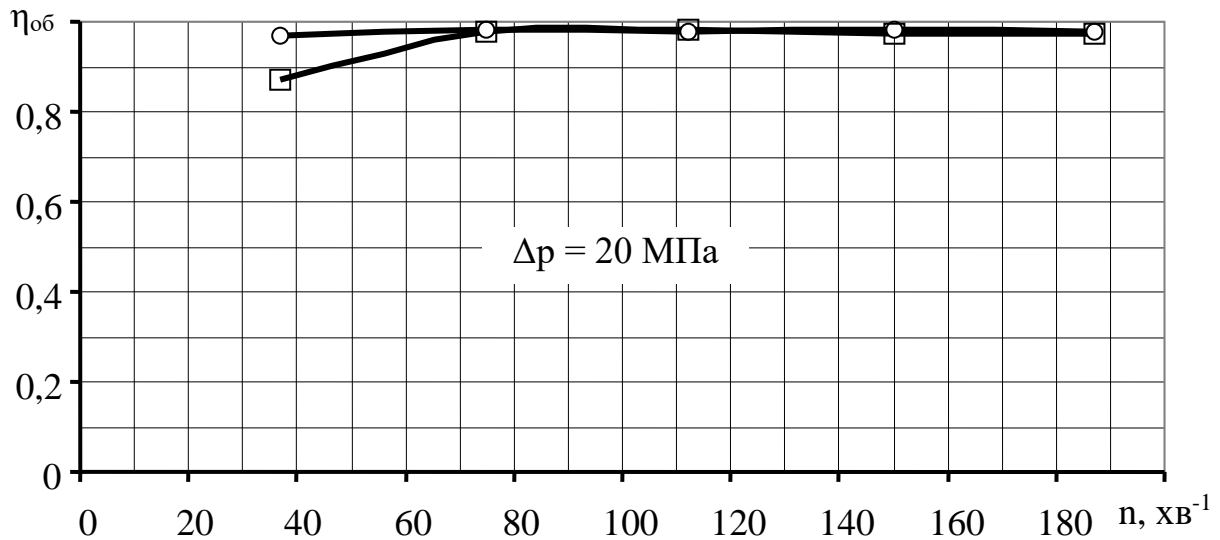


Рис. 3.1. Залежність об'ємного к.к.д. від частоти обертання гідромоторів:

- Серійний гідромотор
- Модернізований гідромотор

Деяка нелінійність спостерігається в змінах механічного коефіцієнта корисної $\eta_{м.д.}$ дії в залежності від частоти обертання (рис. 3.2). Характер кривих ідентичний для всіх значень перепадів тисків. З представлених даних видно, що у всіх випадках механічний коефіцієнт корисної дії модернізованого гідромотора вище, ніж у серійного. Його максимальна величина близька до $\eta_{м.э} = 0,95$, що на 7...10% перевищує значення серійного ($\eta_{м.с} = 0,85$). При збільшенні оборотів мотора до 200хв^{-1} як для модернізованого, так і для серійного гідромотора характерно зниження механічного коефіцієнта корисної дії. Очевидно, це пов'язано зі збільшенням втрат в розподільній системі при оборотах, що перевищують номінальні.

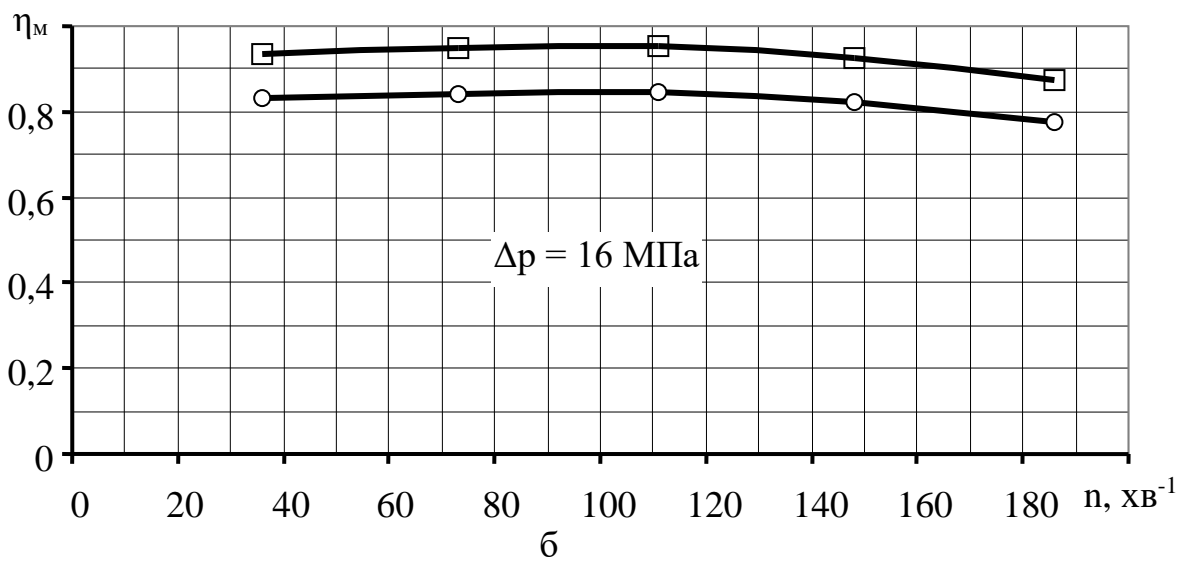
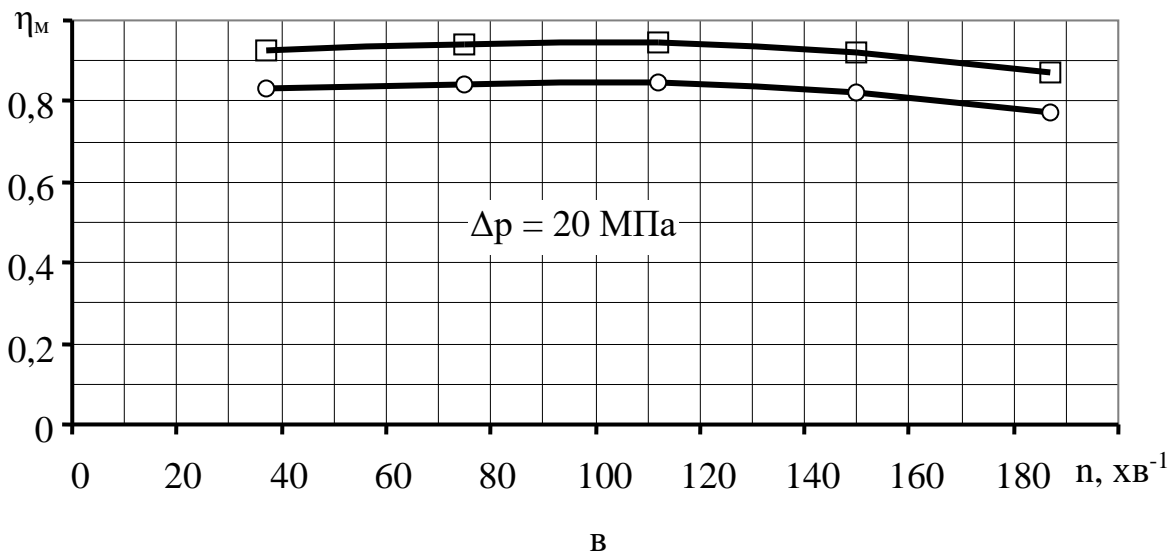
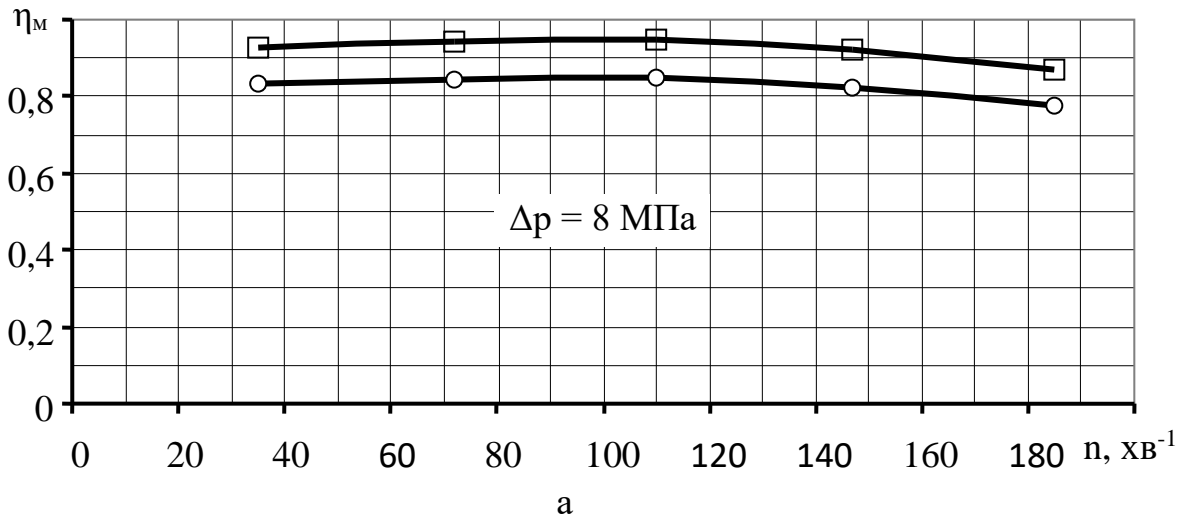


Рис. 34.2. Залежність механічного ККД від частоти обертання при різних значеннях перепадів тиску:
 —○— Серійний гідромотор
 —□— Модернізований гідромотор

Рівняння регресії, яке встановлює зв'язок між механічним коефіцієнтом корисної дії модернізованого гідромотора і параметрами Δp , Q , $\frac{r_2}{r_1}$ має вигляд:

$$Y_4(\eta_m) = 0,843 - 0,037 \cdot X_2 - 0,056 \cdot X_3 + 0,0051 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,012 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (3.3)$$

або в розкодувати вигляді

$$\eta_m = 0,858 + 0,013 \frac{r_2}{r_1} - 0,0012 \Delta p - Q \left(0,0013 - 0,000017 \Delta p - 0,000075 \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (3.4)$$

З огляду на, що об'ємні коефіцієнти згідно з проведеними дослідженнями у всьому інтервалі зміни кутової швидкості для перепадів $\Delta p = 8$ МПа і $\Delta p = 16$ МПа не змінюються ($\eta_{об} \approx 1$), то графіки, отримані для механічних коефіцієнтів при цих тисках (рис. 4.2, а, б) характеризують зміни загальних коефіцієнтів корисної дії. Відмінними є тільки зміни загальних коефіцієнтів корисної дії для перепаду тиску $\Delta p = 20$ МПа (рис. 3.3). Обумовлено це тим, що при малих обертах для модернізованого гідромотора спостерігається зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії.

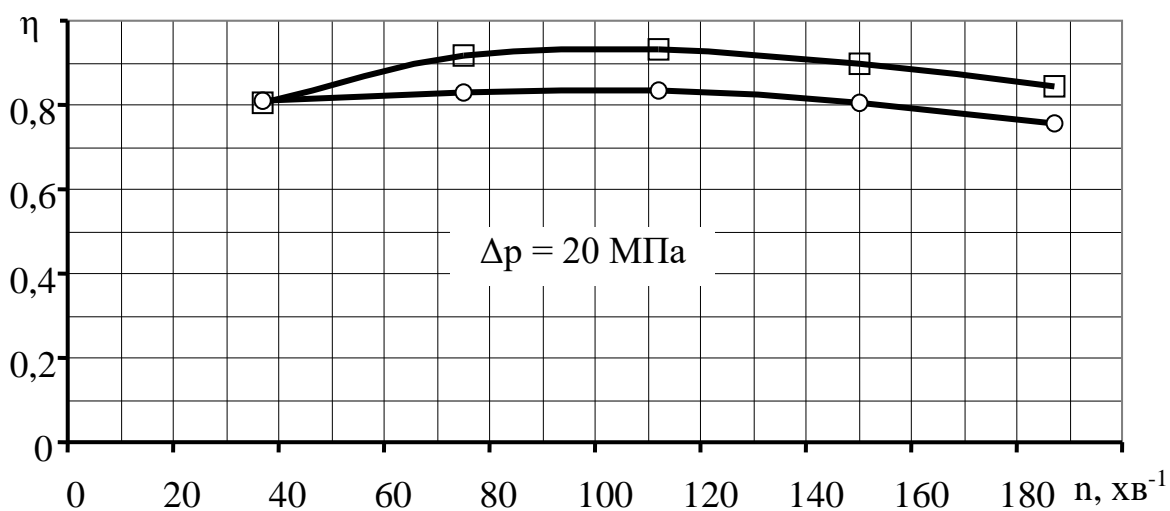


Рис. 3.3. Залежність загального к.к.д. від частоти обертання гідромоторів

- Серійний гідромотор
- Модернізований гідромотор

Рівняння регресії загального к.к.д. представляється залежністю

$$Y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot X_1 - 0,0054 \cdot X_2 - 0,053 \cdot X_3 + \\ + 0,013 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (3.5)$$

або в розкодувати вигляді

$$\eta = 0,723 + 0,0022\Delta p - 0,00047Q + \frac{r_2}{r_1}(0,000082Q + 0,011). \quad (3.6)$$

Дослідженнями залежності крутних моментів від частоти обертання встановлено, що характер їх зміни, як для серійного, так і для модернізованого гідромотора ідентичний (рис. 4.4). Різниця між абсолютними значеннями величин крутних моментів зростає зі збільшенням перепаду тисків. Так, якщо для перепаду тисків $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ вона становить в середньому $80 \text{ Н}\cdot\text{м}$, то для перепаду тисків $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ її величина вже дорівнює $220 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Причому, при всіх перепадах тисків і величинах кількостей обертів, модернізований гідромотор розвиває більший крутний момент, ніж серійний. Пояснити це можна зниженням гідромеханічних втрат за рахунок підвищення механічного коефіцієнта корисної дії характерного для розробленої конструкції витискачів модернізованого гідромотора (рис. 3.2).

У загальному вигляді рівняння регресії між крутним моментом і параметрами, і представляється у вигляді

$$Y_1(M) = 1170,5 + 495 \cdot X_1 - 60,25 \cdot X_2 + 69,5 \cdot X_3 - \\ - 28,25 \cdot X_1 \cdot X_2 + 23 \cdot X_1 \cdot X_3 + 5,75 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (3.7)$$

Після розкодування маємо

$$M = 83,84\Delta p - Q(0,094\Delta p + 0,04) + \frac{r_2}{r_1}(1,21\Delta p + 0,036Q + 2,46) - 2,91 \quad (3.8)$$

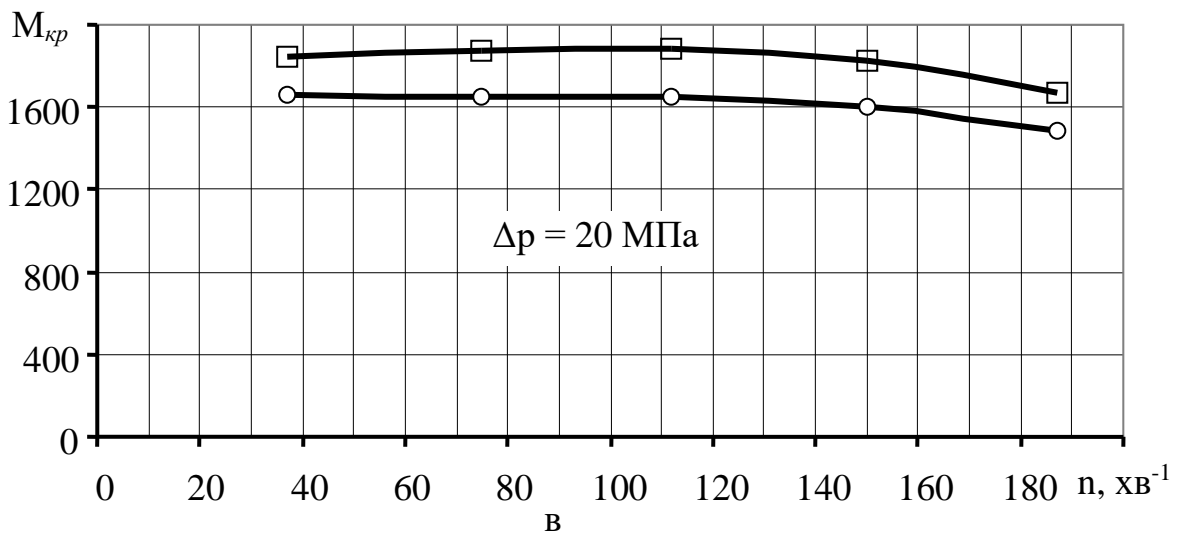
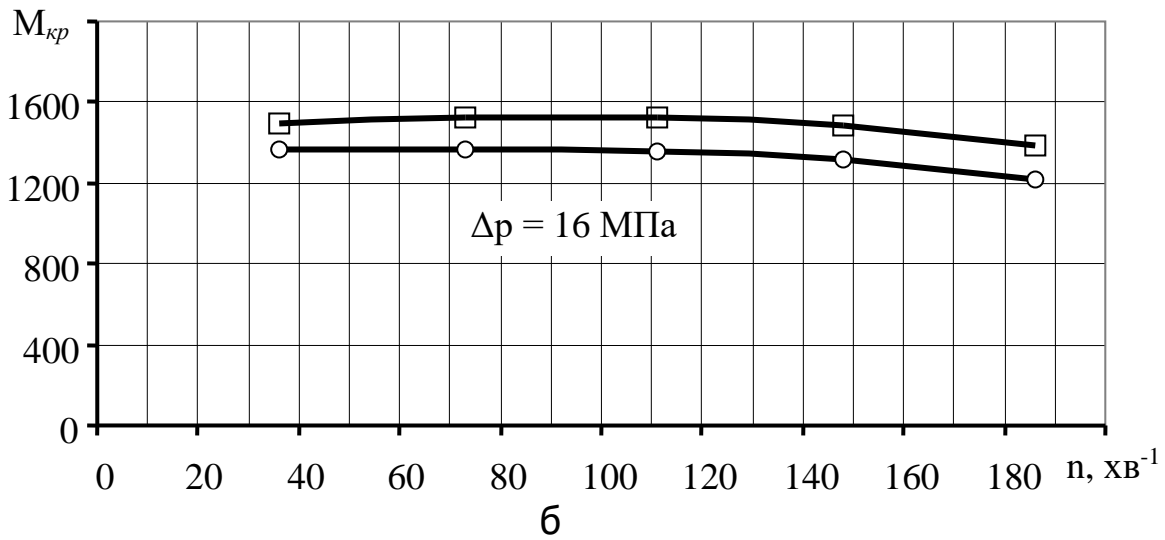
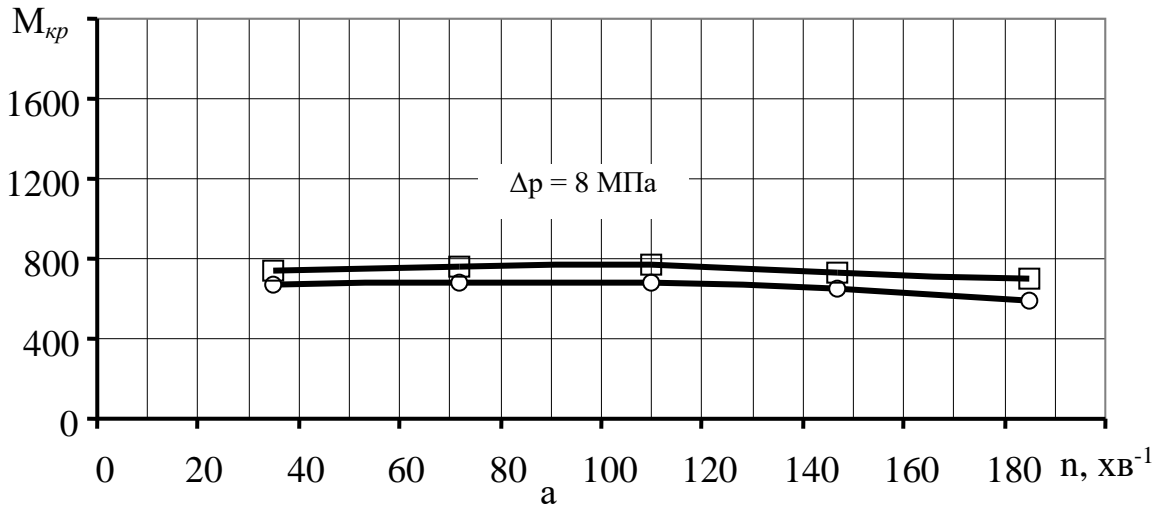


Рис. 3.4. Залежність крутного моменту від частоти обертання при різних перепадах тиску

- — Серійний гідромотор
- — Експериментальний гідромотор

Результати досліджень впливу частоти обертання на витрату робочої рідини для модернізованого гідромотора при різних перепадах тисків представлені у вигляді графічної залежності на рис. 3.5. Дослідженнями встановлено лінійна пропорційний зв'язок між цими параметрами. Причому визначено повний збіг графіків для різних перепадів тисків

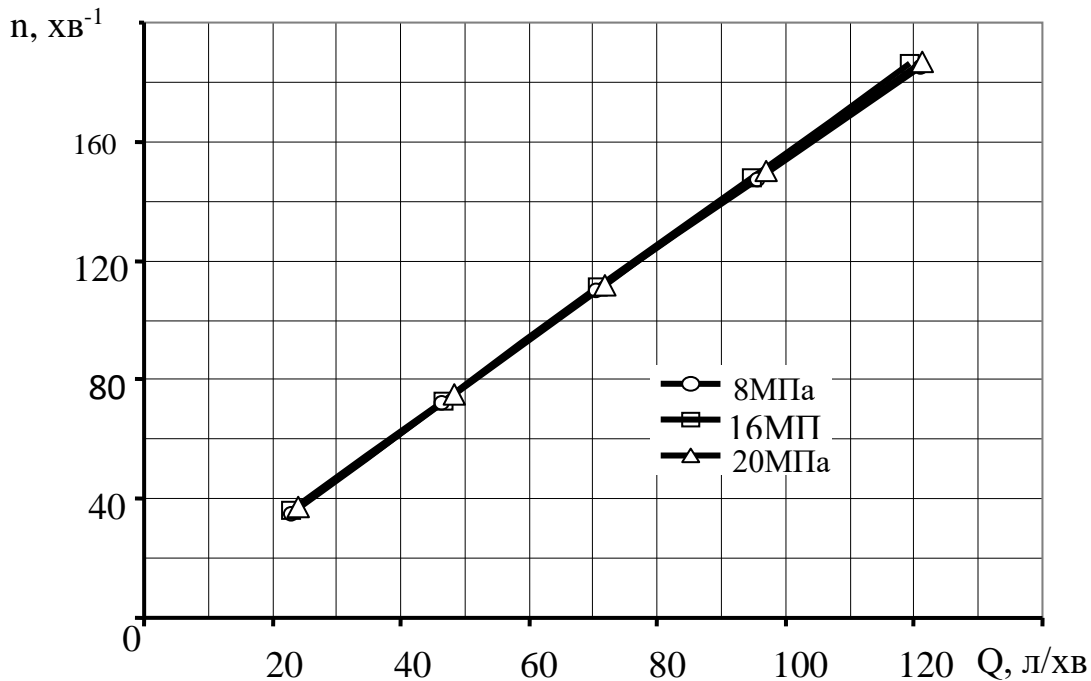


Рис. 3.5. Залежність частоти обертання від витрати робочої рідини

Для серійного гідромотора встановлені аналогічні дані (додаток Б), які графічно ідентичні представленим на рис. 4.5.

Загальне рівняння регресії впливу параметрів гідромотора на його обороти представляється у вигляді суми:

$$Y_2(n) = 111 + 75 \cdot X_2. \quad (3.9)$$

У розкодувати вигляді маємо

$$n = 6 + 1,5 \cdot Q. \quad (3.10)$$

Дослідження різних типів приводів жатки проводили на 12 жатках в умовах реальної експлуатації (рис. 3.6).

Випробування проводилися з 1 по 15 червня 2020 року на полях господарства СФГ «Шар» Козятинського району Вінницької області. Середня

врожайність пшениці становила 51 ц/га. У зв'язку з кліматичними умовами збирального сезону 2020 року більшість площ зернових культур забиралося на звалювання. Тому напрацювання жаток становила 140...160 годин.



Рис. 3.6. Гідрооб'ємний привід активних робочих органів жниварки

Розподіл відмов за основними агрегатів жаток показало, що найбільша тривалість пошуку і усунення відмови (середня тривалість простою) у жаток ЖВН-6 припадає на мотовило у жаток з механічним приводом і становить 26,19 години і ріжучий апарат у жаток з гідравлічним приводом (9,52 години).

За період випробувань по жаткам з гідравлічним приводом було зареєстровано 36 відмов, у жаток з механічним приводом – 65 відмов. На пошук і усунення відмов гідрофікованих жаток було витрачено 16,6 години і 73,97 години – у жаток з механічним приводом. Коефіцієнт готовності жатки з механічним приводом склав $K_2 = 0,955$, а з гідравлічним – $K_2 = 0,995$ (при цьому нормативний показник $K_2 = 0,96$ – за даними заводу-виробника). Продуктивність жатки з гідравлічним приводом, на 5...8% вище, ніж з

механічним; підвищене напруження на відмову в 3...4 рази; коефіцієнт готовності на 3 ... 5%.

Аналогічні результати були отримані при використанні енергозасобів ЕЗС-80 (рис. 3.7) з гідроб'ємним ВВП, що працює з серійною жаткою з механічним приводом (рис. 3.8).



Рис. 3.7. Енергозасіб з гідравлічним ВВП

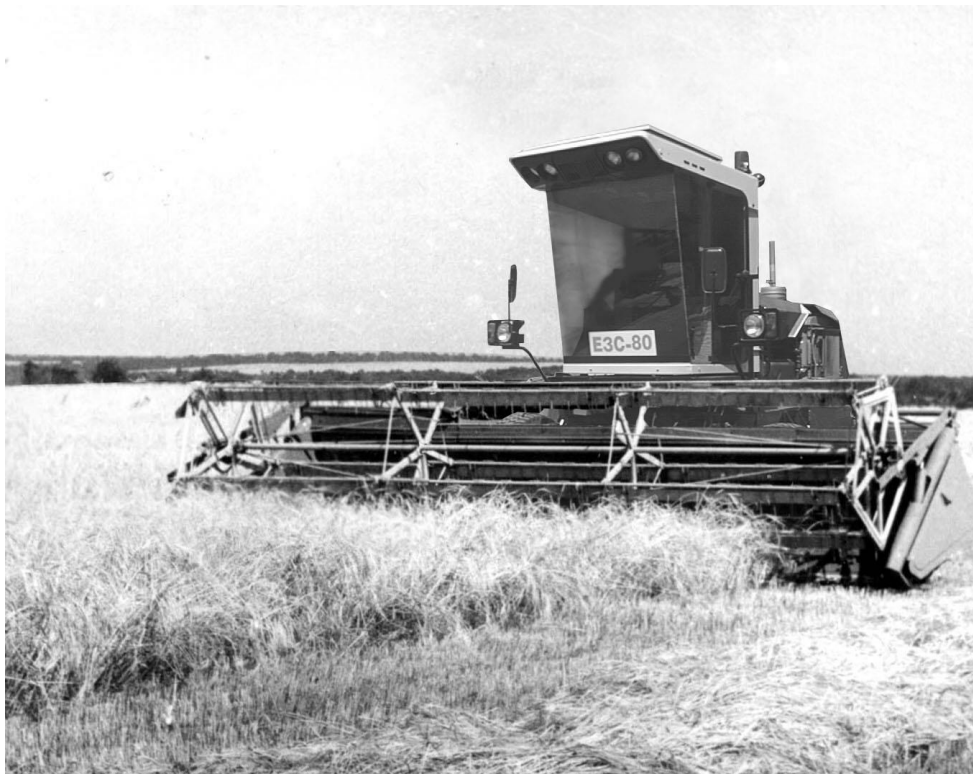


Рис. 3.8. Експлуатаційні випробування жаток

Аналіз відмов показує, низька надійність жатки ЖВН-6 обумовлена виробничими недоліками. Основними джерелами відмов є мотовило, шпренгелі мотовила, похила камера, недостатня міцність кріплення планок на стрічці транспортера, карданна передача, кривошипно-шатунний механізм, вал кривошипа натяжного пристрою.

Показники надійності жниварок визначали для окремих основних агрегатів і вузлів.

Характерними відмовами ріжучого апарату є: поломка сегментів и пальців (всього було замінено 34 парі пальців и близько 70 сегментів), поломки шатуна (12 відмов), поломка (2 відмови) і ремонт (9 відмов) коси.

Найбільш частою відмовою є поломка променів мотовила. Всього було замінено близько 620 променів, причому, в основному при збиранні гороху з ячменем. Крім того, до основних відмов мотовила можна віднести поломки ексцентрика, вала мотовила, дерев'яного підшипника.

Характерними відмовами транспортера є поломка підшипників ведучого і веденого валів, а також самих валів, розрив і витяжка стрічок.

Усереднені показники надійності і ремонтпридатності випробовуваних жаток наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Показники надійності жатки

Показник надійності	Привід	
	Мех.	Гідр.
1. n , шт.	66	37
2. T_p , мото·год.	26,13	194,76
3. t_p , год.	74,98	17,7
4. $T_{в.р.}$, год.	1,15	0,51
5. $K_{з.р.}$	0,965	0,996
6. δ , %	98,26	38,87

Висновки по розділу 3

Модернізація приводу (заміна механічного на гідравлічний) призводить до зниження кількості відмов в 1,6...2,0 рази і зниження простоїв 2,3...2,7 рази. Так, наприклад, підвищилася рівномірність обертання мотовила і руху ріжучого апарату і, як наслідок, зменшилися вібрації всієї жатки в цілому. У зв'язку з цим випробовувалася жатка з гідромотором у якого значення зносу (зазору) визначалося граничним значенням $S = 0,35$ мм.

Необхідно відзначити, що відмови приводу жатки є непрямими і визначаються сумою відмов підсистем жнивarki і розподіляються в такому співвідношенні:

- для механічного приводу: ріжучий апарат – 36%, мотовило – 44% і транспортер – 20%;

- для гідравлічного приводу: ріжучий апарат – 79%, мотовило – 15% і транспортер – 6%.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз результатів досліджень працездатності модернізованої конструкції планетарного гідромотора показує, що зміна конструкції витискачів дозволяє підвищити механічний і загальний к.к.д. на 7...10% (за рахунок зниження похибки форми самих витискачів) при ідентичності змін інших функціональних параметрів.

2. Порівняльними експериментальними дослідженнями зміни функціональних параметрів серійного і модернізованого гідромоторів при зносі встановлено, що напрацювання на відмову запропонованої конструкції в 3 рази вище і становить 6000 мото-год.

3. Параметрична відмова серійного гідромотора настає при досягненні діаметрального зазору в витискачах (зносу) свого граничного значення, 0,12 мм. При цьому функціональні параметри гідромотора різко погіршуються (при зазорі 0,2 мм, крутному моменті 1010 Н·м і витраті 2,2 л/хв.). У модернізованої конструкції функціональна відмова настає при досягненні значення зазору 0,37 мм з більш плавною втратою працездатності (при зазорі 0,45 мм, крутному моменті 1300 Н·м і витраті 0,8 л/хв.).

4. Експлуатаційними дослідженнями зернових жниварок встановлено, що простої жниварок з гідравлічним приводом в 4,2 рази менші і становлять 17,7 годин. Відмови приводу жниварки визначали як відмови окремих агрегатів: ріжучого апарату, мотовила і транспортера, відповідно вони розподілилися наступним чином 36%, 44% і 20% – для мех., 79%, 15% і 6% – для гідр. приводу

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы. Москва : Машиностроение, 1982. 432с.
2. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Москва : Машиностроение, 1971. 672с.
3. Бойко А. И., Кюрчев С. В. Структурный анализ надежности зерновой жатки. *Праці ТДАТА*. 2003. Вип.12. С. 25-33.
4. Буренин В.В. Шестеренные насосы для объемного гидропривода// *Тракторы и СХМ*.-1998.-№8.- с.38-40.
5. Гидромоторы. Правила приемки и методы испытаний: ГОСТ 20719-83 (СТ СЭВ 5452-85, СТ СЭВ 5663-86); Введ. 01.07.85. М.: Изд. Стандартов, 1987. Мс. УДК 621.225:006.354. Группа Г19.
6. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / Под ред. Немировского. Киев : Техника, 1979, 138с.
7. Заїка П.М. Теорія с.-г. машин. Т.1.(Ч.3) : Навч. посібник. Харків.2001. 631 с.
8. Карпенко М. Вітчизняний самохідний кормозбиральний комбайн. *Пропозиція*. 2001. №7. С. 98–100.
9. Кузнецов В. С., Попов Д. Н. Обобщенные условия устойчивости предохранительных и переливных клапанов. *Пневматика и гидравлика*. 1977. Вып.4. С. 250-258.
10. Любимов Б. А. Создание новых тракторных гидроприводов. *Тракторы и сельхозмашины*. 1975. №11. с.19.
11. Сухарев Э. А. Теория эксплуатационной надежности машин. Ровно : Изд-во РГТУ. 2000. 164 с.
12. Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода. Москва : Машиностроение. 1981. 216с.

13. Черный Ю. И. Винницкие гидронасосы. *Сел. механизатор*. 2000. №5. С. 24-25.
14. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. Москва: Лесная пром-сть, 1981. 423 с.
15. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем: Учебник для ВУЗов, 2-е изд. Москва : Машиностроение, 1987. 464с.