

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

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра машиновикористання та сервісу технологічних систем

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

КОЗИР АНДРІЙ ІГОРОВИЧ

УДК 621.22

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**Удосконалення методики контролю технічного стану
гідроприводів сільськогосподарських машин**

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

_____ А.І. Козир

Керівник роботи

Міненко С.В.

к.т.н., доцент

Житомир – 2021

АНОТАЦІЯ

Козир Андрій Ігорович. Удосконалення методики контролю технічного стану гідроприводів сільськогосподарських машин. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

В магістерській роботі удосконалено стенд для контролю технічного стану вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів сільськогосподарської техніки, що реалізує методики випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів. Стенд забезпечує приводну потужність 75 кВт, безступінчасте регулювання та вимірювання частоти обертання валу гідронасоса від 0 до 4000 об/хв, вимірювання подачі та витрати від 8 до 600 л/хв, робочого тиску від 0 до 60 МПа, тиску в лінії керування від 0 до 10 МПа, температури робочої рідини від 0 до 100 °С; визначення об'ємного ККД; створення та визначення крутного (гальмівного) моменту від 0 до 1000 Н·м.

Розроблено спеціалізоване програмне забезпечення, що дозволяє здійснювати збір, обробку і збереження отриманих результатів випробування об'ємного гідроприводу в режимі реального часу, розраховувати технічні характеристики: об'ємний ККД випробувального гідронасоса, гідромотора і всього гідроприводу в цілому, вихідний крутний момент випробувального гідромотора, проводити аналіз отриманих результатів випробування з подальшим формуванням звіту.

Ключові слова: гідропривід, діагностування, гідронасос, гідромотор, подача, обертання.

ANNOTATION

Kozyr Andriy Ihorovych. Improving the method of monitoring the technical condition of hydraulic drives of agricultural machinery.. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

In the master's thesis the stand for control of technical condition of domestic and foreign three-dimensional hydraulic drives of agricultural machinery was improved, which implements test methods of manufacturers in the conditions of repair enterprises and service centers. The stand provides drive power of 75 kW, stepless adjustment and measurement of speed of rotation of a shaft of the hydraulic pump from 0 to 4000 rpm, measurement of giving and expense from 8 to 600 l / min, working pressure from 0 to 60 MPas, pressure in a control line from 0 to 10 MPa, working fluid temperature from 0 to 100 °C; determination of volumetric efficiency; creation and determination of torque (braking) torque from 0 to 1000 N · m.

Developed specialized software that allows you to collect, process and save the test results of volumetric hydraulic drive in real time, calculate the technical characteristics: volumetric efficiency of the test hydraulic pump, hydraulic motor and the entire drive, the output torque of the test hydraulic motor analysis of the test results with subsequent report generation

Key words: hydraulic drive, diagnostics, hydraulic pump, hydraulic motor, supply, rotation.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	19
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДУ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ.....	31
ВИСНОВКИ.....	42
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	43

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. У агропромисловому комплексі України широко застосовують енергонасичену і високопродуктивну техніку вітчизняного та зарубіжного виробництва, у конструктивне виконання якої входять складні та дорогі гідроагрегати, у тому числі аксіально-поршневі гідронасоси та гідромотори, що утворюють єдину систему - об'ємний гідропривід. Дана система відповідає за роботу виконавчих механізмів і забезпечує переміщення техніки із заданою швидкістю, тому від технічного стану об'ємного гідроприводу багато в чому залежать надійність і експлуатаційні показники всієї техніки в цілому.

Заводи-виробники: Sauer-Danfoss, Linde, Bosch Rexroth, (Німеччина); Eaton, (США); ВАТ «Гідросила», (Україна) при приймально-здавальних випробуваннях контроль технічного стану (технічне діагностування) об'ємного гідроприводу здійснюють за власними методиками на спеціалізованих стендах. При контролі технічного стану визначають найбільш важливі параметри діагностування: подачу/витрата робочої рідини, робочий тиск, крутний момент, температуру робочої рідини і коефіцієнти корисної дії (ККД) – повний, об'ємний і гідромеханічний. При цьому критерієм граничного стану об'ємного гідроприводу прийнято вважати падіння величини об'ємного ККД гідронасосу на 20% нормативного (паспортного) значення [4].

В умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів практично відсутні необхідні стенди для реалізації методик заводів-виробників об'ємних гідроприводів. Основна проблема полягає у створенні на обертовому валу випробувального гідромотора змінного навантаження. Більшість ремонтних підприємств змушені випробовувати гідромотори об'ємних гідроприводів у режимі гідронасоса, що дає непряму оцінку технічного стану, а конструкція окремих гідроагрегатів (які мають плунжери з гідростатичним розвантаженням опор) взагалі не дозволяє реалізувати цей метод випробувань.

Тому актуальним завданням є удосконалення стенду для контролю технічного стану об'ємних гідроприводів сільськогосподарської техніки, здатного реалізувати методики випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення повноти діагностування вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів шляхом реалізації методики випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів.

Відповідно до мети досліджень передбачено рішення наступних задач:

- проаналізувати будову найбільш поширених гідроприводів сільськогосподарських машин та можливі несправності, які виникають в них;
- розробити стенд для діагностування вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів шляхом реалізації методики випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів;
- розробити програмне забезпечення для запропонованого стенд..

Об'єкт дослідження: конструкція стенду та методики випробувань об'ємних гідроприводів вітчизняного та зарубіжного виробництва в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів.

Предмет дослідження: механізм створення змінного навантаження на валу гідромотора при випробуваннях, параметри технічного діагностування об'ємних гідроприводів вітчизняного та зарубіжного виробництва.

Методи дослідження. Експериментальні дослідження виконані за загальними та приватними методиками з використанням сучасного науково-дослідного обладнання та засобів вимірювань, які є в наявності на кафедрі «Машиновикористання та сервісу технологічних систем» поліського національного університету. Обробка результатів досліджень проведена з використанням методів теорії ймовірності та математичної статистики. У роботі застосовувалися сучасні пакети прикладних програм Statistica 8.0, NI LabView 2012, NI DIAdem 2012, Компас 3D.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Міненко С. **Козир А.** Методика однофакторного експерименту щодо визначення ступеня впливу параметрів гідравлічного навантажувального пристрою на крутний момент. Матеріали XIII Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2021. С. 25-26.

2. Міненко С.В., **Козир А.І.** Обґрунтування параметрів технічного діагностування вітчизняних і зарубіжних об'ємних гідроприводів. Збірник тез доповідей XXII Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки". 16–18 жовтня 2021 року. МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Ніжинський агротехнічний інститут». Київ. Ніжин. 2021. С.133-136

3. Міненко С.В., **Козир А.І.** Аналіз гідравлічних систем сучасних машин Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «*Техніка та технології в агропромисловому виробництві*» (присвячена 55-й річниці заснування інженерно-технологічного факультету Полтавського державного аграрного університету) 07-08 жовтня 2021 року. Полтава. 2021. С. 106-111.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблений стенд для діагностування вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів шляхом реалізації методики випробувань заводів-виробників дозволить проводити випробовування об'ємних гідроприводів сільськогосподарських машин в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 15 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 44 сторінки комп'ютерного тексту, містить 2 таблиці і 16 рисунків.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Сучасна енергонасичена і високопродуктивна техніка вітчизняного та зарубіжного виробництва оснащена гідравлічними, електричними, пневматичними, електрогідравлічними системами автоматичного або механічного управління. Дані системи застосовують для зміни вертикального або горизонтального положення і режиму роботи окремих робочих органів і агрегатів, включення приводу, полегшення маневрування в процесі експлуатації і підвищення ефективності використання техніки в різних технологічних операціях.

Аналіз конструкції сучасної техніки вітчизняного та закордонного виробництва показав, що однією з найбільш відповідальних систем, що впливає на надійність і експлуатаційні показники техніки, є гідравлічна система. Гідравлічні системи використовуються для управління і передачі енергії різних вузлів і агрегатів. Відмова гідросистеми в процесі експлуатації призводить до втрати працездатності всієї техніки в цілому, внаслідок чого виникають витрати на проведення ремонтних робіт і збитки через її простій.

В даний час сучасна вітчизняна та зарубіжна сільськогосподарська (зерно- та кормозбиральні комбайни, фронтальні навантажувачі, трактори, самохідні косарки і ін.), будівельно-дорожня (бульдозери, екскаватори, автогрейдери, автокрани, асфальтоукладальники, барові машини, трубопрокладчики і ін.), кар'єрна (гідравлічні кар'єрні екскаватори, фрезерні комбайни, кар'єрні навантажувачі, драглайни, канатні екскаватори та ін.), гірничодобувна (гірські і роторні комбайни, бурильні машини та ін.), лісозаготівельна (форвардери, харвестери, валочно-пакувальні машини, трелювальні трактори та ін.), комунальна (автодрабини, автопідйомники, снігоочисники, навантажувачі, збиральні і поливальні машини та ін.), військова (екскаватори військові, інженерні переправочно-десантні засоби, бойові машини піхоти, бойові машини

десанту і ін.), колійна (щобенеочисна машина, колієукладальний кран, шляховий мотовоз і ін.), річкова і морська (катера, баржі, буксири, пасажирські судна, плавучі крани та ін.) техніка включає в своє конструктивне виконання різні гідросистеми. На рис. 1 представлені гідросистеми, які використовуються в техніці вітчизняного та зарубіжного виробництва.



Рис. 1.1. Застосування гідросистем в сучасній техніці вітчизняного та зарубіжного виробництва.

Аналізуючи рис. 1 можна зробити висновок, що гідросистеми застосовують всі найбільш відомі виробники техніки вітчизняного та зарубіжного виробництва: John Dere (США), Krone BiG X (Німеччина), Caterpillar (США), JCB Vamford Excavators Ltd (Великобританія), Mustang (США), Ammann (Швейцарія) та ін.

Розглянемо конструкцію, призначення і принцип роботи гідросистеми на прикладі зернозбирального комбайна ACROS 530, 580.

Зерно- та кормозбиральні комбайни, які використовуються в сільському господарстві – це складна і дорога техніка, що складається з різних систем і агрегатів. Конструкція комбайнів як вітчизняного так і зарубіжного виробництва

включають в себе три незалежні гідросистеми: систему об'ємного рульового управління, основну і гідросистему об'ємного приводу ходової частини (рис. 1.2).

Гідросистема об'ємного рульового управління призначена для зміни напрямку руху комбайна шляхом зміни кута повороту керованих коліс за рахунок пересування робочої рідини по гідролінії (трубопроводах) до агрегатів. Схема гідросистеми рульового управління комбайна ACROS 530, 580 представлена на рис. 3. Гідросистема включає в себе наступні елементи: гідравлічний бак 1 (з фільтром), тандем шестеренних насосів 2, насос-дозатор 3 (з запобіжним клапаном і підсилювачем потоку робочої рідини), гідроциліндри повороту керованих коліс 4 і систему гідравлічних ліній.

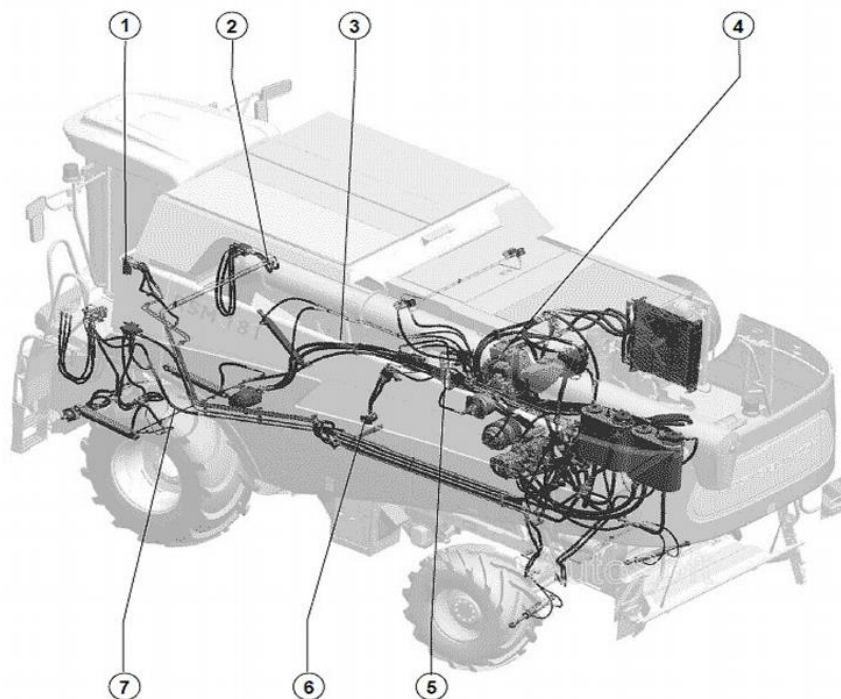


Рис. 1.2. Види гідросистем комбайна на прикладі ACROS 530, 580: 1 – гідросистема об'ємного рульового управління; 2, 4, 5, 6, 7 – основна гідросистема приводу мотовила, ротора, вентилятора очищення та управління робочими органами; 3 – гідросистема об'ємного приводу ходової частини (об'ємний гідропривід).

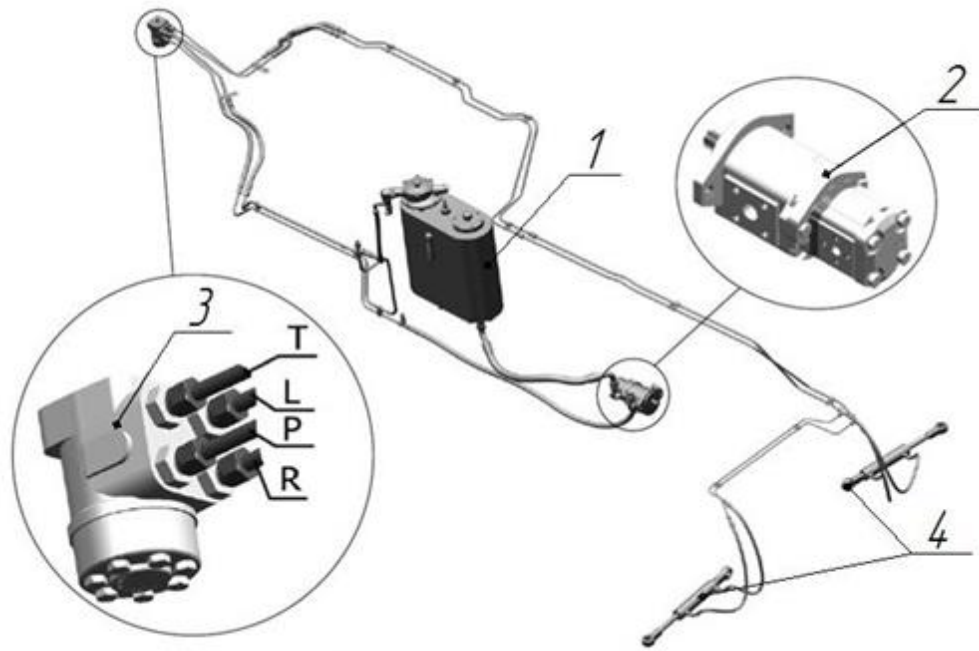


Рис. 1.3. Схема гідросистеми рульового управління: 1 – гідравлічний бак; 2 – тандем шестеренних насосів; 3 – насос-дозатор (де Т – гідро-лінія дренажу; L і R - гідро-лінії нагнітання, поворот вліво і вправо; P – гідро-лінія живлення); 4 – гідроциліндри повороту керованих коліс.

Основна гідросистема комбайна забезпечує підйом і опускання жатки, вертикальне і горизонтальне переміщення мотовила, включення і виключення приводів молотарки і вивантажувальних шнеків, поворот похилого вивантажувального шнека, управління варіатором мотовила і молотильного барабана при зміні їх частоти обертання. Схема основної гідросистеми комбайна ACROS 530, 580 представлена на рис. 4. Основна гідросистема включає в себе наступні елементи: гідравлічний бак 1 (з фільтром), тандем шестеренних насосів 2, блок запобіжних клапанів 3, аварійний клапан з електромагнітним керуванням 4, гідророзподільник 5 (з механічним або електромагнітним керуванням золотниками), гідромотор 6, гідроциліндри горизонтального переміщення мотовила 7, гідроциліндри вертикального переміщення мотовила 8, варіатор молотильного барабана 9, гідроциліндр варіатора молотильного барабана 10 і систему гідроліній.

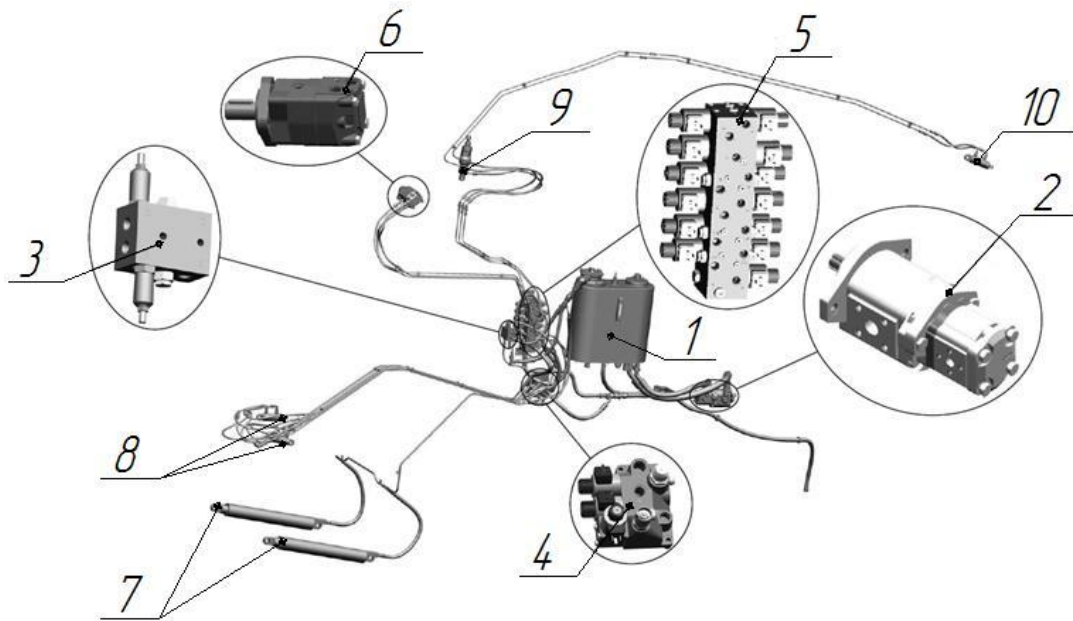


Рис. 1.4. Схема основний гідросистеми: 1 – гідравлічний бак; 2 – тандем жердині-корінних насосів; 3 – блок запобіжних клапанів; 4 – аварійний клапан; 5 – шести-секційний гідророзподільник; 6 – гідромотор; 7 – гідроциліндри горизонтального переміщення мотовила; 8 – гідроциліндри вертикального переміщення мотовила; 9 – варіатор молотильного барабана; 10 – гідроциліндр варіатора молотильного барабана.

Аналіз розглянутих вище гідросистем (рис. 3 і 4) комбайна ACROS 530, 580 показав, що дані гідросистеми включають в себе більшу кількість різних гідроагрегатів і вузлів, з'єднаних між собою гідро-лініями. Дані системи є мало навантаженими (величина робочого тиску в системах не перевищує 20 МПа). Причини втрати працездатності агрегатів даних гідросистем вивчені, розроблені технологічні рекомендації по їх технічному обслуговуванню, діагностування і ремонту. Є як портативне діагностичне обладнання (гідротестери, манометри) для контролю їх технічного стану безпосередньо на техніці, так і обладнання, що використовується для цих цілей в умовах ремонтних підприємств і сервісних центрів. Все це обумовлює надійну експлуатацію гідроагрегатів і вузлів рульового керування і основної гідросистеми.

Найбільш складною є гідросистема об'ємного приводу ходової частини комбайна (об'ємний гідропривід), що складається з складних дорогих

гідроагрегатів – аксіально-поршневого регульованого гідронасосу (вхідна ланка) і нерегульованого гідромотора (вихідна ланка). Вона призначена для передачі механічної енергії (крутного моменту) від двигуна внутрішнього згоряння до мосту ведучих коліс за допомогою потоку робочої рідини. Схема гідросистеми приводу ходової частини комбайна ACROS 530, 580 представлена на рис. 5.

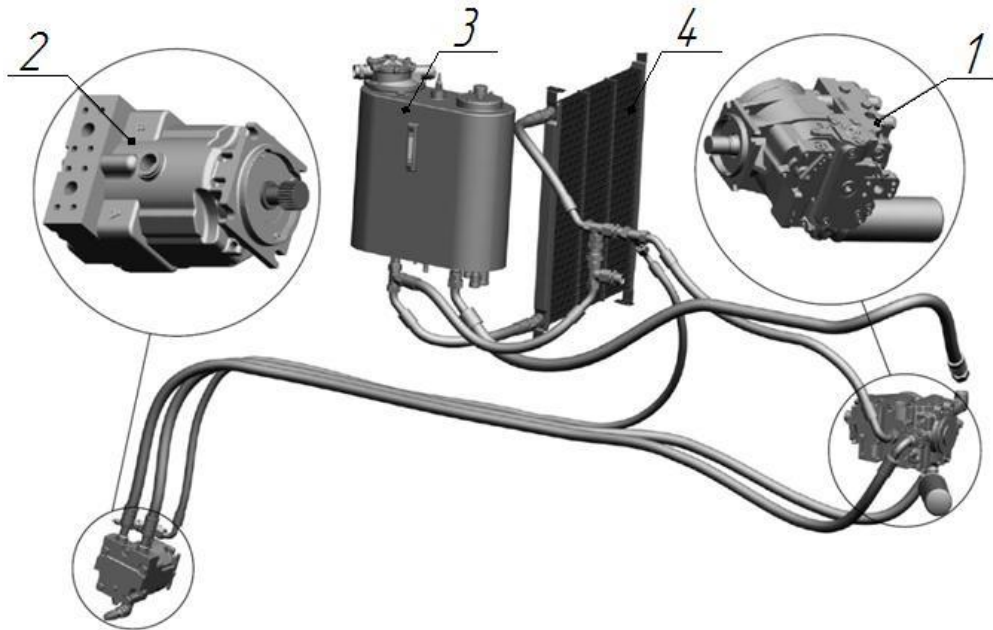


Рис. 1.5. Схема гідросистеми приводу ходової частини: 1 – регульований аксіально-поршковий гідронасос; 2 – нерегульований аксіально-поршковий гідромотор; 3 – гідравлічний бак; 4 – теплообмінник.

Гідросистема об'ємного приводу ходової частини включає в себе наступні елементи: регульований аксіально-поршковий гідронасос 1 з насосом підживлення і серворозподільником управління; реверсивний нерегульований аксіально-поршковий гідромотор 2; гідравлічний бак 3 (з фільтром); теплообмінник 4 і гідролінії високого тиску.

Залежно від конструкції, об'ємний гідропривід можна класифікувати за кількома ознаками:

- за характером руху вихідної ланки підрозділяється на обертово поступального і поворотного руху;
- по можливості регулювання підрозділяються на регульовані, в яких швидкість вихідної ланки може змінюватися і нерегульовані;

- за способом регулювання бувають механічні, гідравлічні, електричні і пневматичні в ручному або автоматичному режимі;

- за типом гідросистеми підрозділяються на відкриті, у якій робоча рідина послідовно переміщається по наступного циклу: гідробак - гідронасос - гідромотор - гідробак; закриті: гідронасос - гідромотор - гідронасос.

Для проведення якісного технічного обслуговування, діагностування та ремонту гідроагрегатів, що вийшли з гарантійного обслуговування, існує гостра необхідність в контролі їх технічного стану з метою встановлення достовірних причин втрати працездатності. Однак, в умовах ремонтних підприємств і сервісних центрів без наявності спеціалізованого обладнання (стенду), нормативної документації та висококваліфікованих фахівців, зробити це не представляється можливим.

Для достовірного контролю технічного стану об'ємних гідроприводів вітчизняного і зарубіжного виробництва в умовах ремонтних підприємств і сервісних центрів необхідно визначення різних технічних характеристик (параметрів діагностування), регламентованих заводами-виробниками, за якими визначається їх працездатність і робиться висновок про придатність до їх подальшої експлуатації.

У таблиці 1 представлені основні параметри діагностування найбільш поширених гідроагрегатів в ремонтних майстернях агропромислового комплексу України.

З таблиці 1 видно, що гідроагрегати об'ємних гідроприводів мають велику кількість діагностичних параметрів (вимірюваних/розрахункових), які можливо визначити тільки за допомогою різних приладів (манометрів, витратомірів, гідротестерів, тахометрів і ін.) І на основі отриманих даних дати висновок про працездатність об'єкта діагностування. Зарубіжні гідроагрегати мають різні параметри потужності і конструктивне виконання: у одних застосовується гідромеханічне управління, у інших – електрогідравлічне; використовуються різні системи захисту і контролю; є вбудовані регулятори підтримки потужності,

тиску і подачі/витрати робочої рідини. Тому сучасні стенди повинні враховувати конструктивні особливості випробовуваних гідроприводів.

Заводами-виробниками регламентовано велику кількість діагностичних параметрів гідроагрегатів об'ємного гідроприводу (табл. 1). ДСТУ вводить поняття «повнота діагностування ПД» - це відношення числа контрольованих (вимірюваних або розрахункових) параметрів діагностування $ДП_C$ до загальної кількості параметрів $ДП_{зи}$, встановлені заводом-виробником для випробуваного об'ємного гідроприводу:

$$ПД = ДП_C / ДП_{зи} \quad (1.1)$$

Аналізуючи вираз (1), можна зробити висновок, що максимальною повнотою діагностування будуть володіти ті стенди, які дозволять контролювати (вимірювати/розраховувати) всі параметри діагностування гідроагрегатів, представлені в табл. 1.1.. Тоді повнотою діагностування, що дорівнює 1 ($ПД = 1$), будуть мати методики і стенди заводів-виготовлювачів.

Таким чином, аналіз параметрів технічного діагностування вітчизняних і зарубіжних об'ємних гідроприводів дозволив висунути вимоги до стенду для контролю технічного стану гідроагрегатів (табл. 1.2), у якого $ПД = 1$. Для досягнення заявленого результату стенд повинен реалізовувати методику випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств і сервісних центрів і з високою точністю визначати (контролювати) основні параметри діагностування, представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри діагностування гідравлічних приводів, регламентовані вітчизняними і зарубіжними заводами-виробниками

Найменування параметра	Об'ємний гідропривід						
	Гідросила		Sauer-Danfoss	Eaton	Linde		Bosch Rexroth
	ГСТ-90	ГСТ-112	90R100 90M100	6423-618 6433-113	BMV70 R BMF75	HPV105 HMF 105	AA4VG A2FM
Робочий об'єм, см ³ /об							
- мінімальний	0	0	0	0	0	0	0
- максимальний	89±1,3	112±2,0	100,0	105,5	70,9	105,0	90,0
Частота обертання, об/хв.							
- мінімальна	500	500	500	500	500	500	500
- номінальна	1500	2000	3300	3500	3000	2900	2000
- максимальна	2600	3000	3650	3720	3300	3200	3050
Об'ємна подача/витрата, л/хв							
- номінальна	126,82	212,80	330,0	350,70	202,10	289,30	171,0
- максимальна	253,65	319,20	346,70	375,0	222,30	319,30	275,0
Тиск в лінії нагнітача, МПа							
- номінальний	27	27	42	24,1	25	25	40
- максимальний	40	42	48	41,5	42	42	45
Тиск в лінії управління, МПа							
- номінальний	1,40	1,45	1,40	1,50	1,60	1,90	2,20
- максимальний	1,80	1,80	4,0	2,30	2,10	4,0	4,0
Температура робочої рідини, °С	50±5		60-85	60-82	60-75	60-85	65-80
Об'єм насосу підживлення, см ³ /об	18,03	18,03	26,0	27,9	18,3	22,5	27,0
Тиск в лінії дренажу, МПа							
- максимальний постійний	0,25	0,25	0,3	0,3	0,15	0,25	0,4
- максимальний короткочасний (до 5сек)	0,50	0,50	0,50	0,5	0,50	0,50	0,50
Привідний крутний момент, Нм							
- номінальний	405,9	510	743	441	140	420	573
- максимальний	610,5	767	849	773	250	670	716
Вихідний крутний момент, Нм							
- номінальний	326	404	667	449	331	418	501
- максимальний	490	610	763	656	501	702	573
КПД, %, не менше							
- об'ємний	0,95						
- гідромеханічний	0,90						
- повний	0,86						
Маса без робочої рідини, кг							
- гідронасосу і гідромотора	78 і 48	78 і 50	68 і 34	85 і 48	50 і 28	60 і 33	53 і 23

Таблиця 1.2 – Необхідні технічні характеристики стенда для контролю технічного стану об'ємних гідроприводів

Зміна параметра	Діапазони параметрів діагностування для контролю технічного стану об'ємних гідроприводів
<i>Вимірювальні</i>	
Частота обертання приводного вала, об/хв. - гідронасосу - гідромотора	500-3720 500-3720
Потужність електродвигуна, кВт	не менше 70
Подача/витрата в лінії нагнітання, л/хв - min - max	33,6 375,0
Тиск в лінії нагнітання, МПа - min - max	24,1 48
Тиск в лінії управління, МПа - min - max	1,40 4,0
Тиск в лінії дренажу, МПа - min - max	0,15 0,50
Крутний момент на валу гідронасосу, Нм - min - max	140 849
Крутний момент на валу гідромотора, Н·м - min - max	326 763
Температура робочої рідини, °С - min - max	45 85
Повнота діагностування стенда	1
<i>Розрахункові</i>	
Об'ємний ККД окремих агрегатів (гідронасоса и гідромотора)	0 - 0,95
Гідромеханічний ККД агрегату	0 - 0,90
Загальний ККД об'ємних гідроприводів	0 - 0,86

Висновки по розділу

Аналіз та систематизація цілого ряду робіт присвячених гідроагрегатам сучасної техніки вітчизняного та зарубіжного виробництва та засобам (стендам)

для контролю їх технічного стану показав, що немає єдиної думки про причини відмови та втрати працездатності об'ємних гідроприводів, застосовуються різні методики та засоби технічного діагностування як окремих гідроагрегатів і систем і всього об'ємного гідроприводу загалом. Це знижує достовірність результатів випробувань.

В умовах ремонтних підприємств та в сервісних центрах практично відсутні засоби (стенди) для повноцінного контролю технічного стану об'ємного гідроприводу, що не дозволяє реалізувати методики випробувань заводів-виробників. Всі перелічені фактори впливають на діагностування об'ємних гідроприводів і не дозволяють отримати достовірні висновки про їх технічний стан, що ускладнює проведення ремонтних робіт.

Таким чином, метою нашої роботи є підвищення повноти діагностування вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів шляхом реалізації методики випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Експериментальні дослідження були поділені на чотири етапи.

На першому етапі проводилося моделювання зв'язку крутного (гальмівного) моменту з параметрами гідравлічного навантажувального пристрою, планування та реалізація однофакторного та багатфакторного експериментів.

Метою даних досліджень було визначення ступеня впливу параметрів гідравлічного навантажувального пристрою на створюваний крутний (гальмівний) момент об'ємного випробуваного гідроприводу.

На другому етапі визначали вплив властивостей та температури робочої рідини на параметри діагностування вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів.

Метою даних досліджень був вибір робочої рідини та обґрунтування температурних діапазонів під час проведення стендових випробувань об'ємних гідроприводів.

На третьому етапі досліджували закономірності зміни теплових режимів у замкнутих контурах при проведенні стендових випробувань з новими та бувшими в експлуатації об'ємними гідроприводами вітчизняного та зарубіжного виробництва.

Метою даних досліджень було визначення кількості теплової енергії, що виділяється при стендових випробуваннях новими та об'ємними гідроприводами, що були в експлуатації.

На останньому етапі удосконалилася методика випробувань для об'ємних гідроприводів вітчизняного та зарубіжного виробництва.

Метою даних досліджень було адаптування методик заводів-виробників вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів для вдосконаленого стенду.

Отримана функціональна залежність є вихідною для проведення однофакторного експерименту:

$$M_{m(кр)} = f(\Delta p_{гн\text{у}}, n_{гн\text{у}}, t_{гн\text{у}}) \quad (2.1)$$

Аналіз функціональної залежності (3.1) показав, що основними факторами, що впливають на створюваний крутний (гальмівний) момент гідравлічного навантажувального пристрою, є: $\Delta p_{гн\text{у}}$, $n_{гн\text{у}}$, $t_{гн\text{у}}$ – перепад тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою (МПа), частота обертання (об/хв) гідравлічного навантажувального пристрою та температура робочої рідини (°C) у лініях гідравлічного навантажувального пристрою. Для вивчення їх впливу на параметр оптимізації (крутний/гальмівний момент) необхідно проведення детальних експериментальних досліджень.

На нашу думку, найбільш підходящим для вирішення цього завдання є багатофакторний експеримент. Однак для проведення багатофакторного експерименту необхідно визначити рівні варіювання факторів функціональної залежності (2.1) на параметр оптимізації. Для пошуку необхідних рівнів варіювання факторів необхідно провести однофакторний експеримент.

Мета однофакторного експерименту полягала у визначенні рівнів варіювання факторів: величини перепаду тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою $\Delta p_{гн\text{у}}$ (МПа); частоти обертання гідравлічного навантажувального пристрою $n_{гн\text{у}}$ (об/хв); температури робочої рідини в лініях гідравлічного пристрою, що навантажує $t_{гн\text{у}}$ (°C).

Однофакторний експеримент проводили методом динамічних випробувань об'ємного гідроприводу з визначенням (контролюванням) регламентованих заводом-виробником технічних параметрів за допомогою удосконаленого стенду із ДНУ. Схема реалізації однофакторного експерименту представлена рис. 2.1.

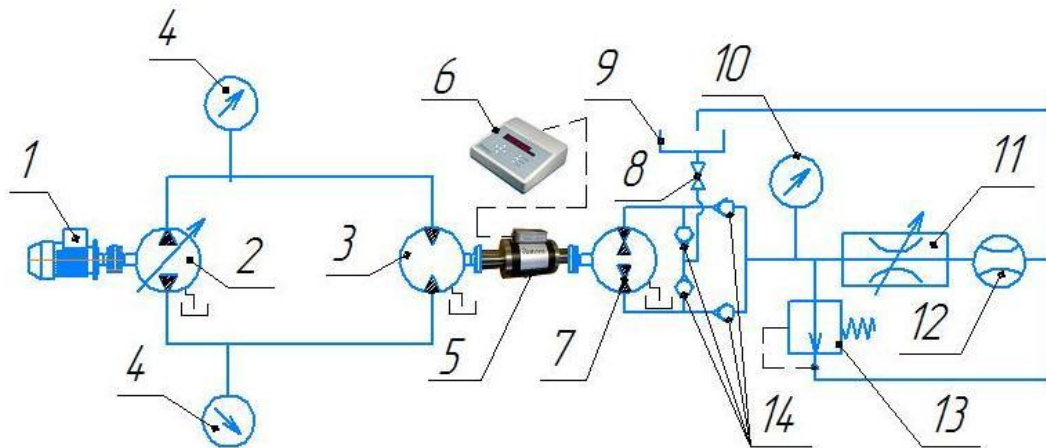


Рис. 2.1. Схема для реалізації однофакторного експерименту: 1 – електродвигун; 2 – гідронасос; 3 – гідромотор; 4 – манометри для контролю тиску в лініях нагнітання об'ємного гідроприводу; 5 – датчик моменту; 6 – цифровий індикатор; 7 – гідронасос ГНУ; 8 – вентиль; 9 – гідравлічний бак; 10 – манометр для контролю тиску в лініях ГНУ; 11 – дросель; 12 – витратомір; 13 – запобіжний клапан; 14 – зворотні клапани.

Особливість схеми полягає в тому, що випробувальний гідронасос 2 забезпечує робочою рідиною випробувальний гідромотор 3 через дві гідравлічних лінії, внаслідок цього вихідний вал останнього здійснює обертання спільно з приводним валом гідронасоса ГНУ 7. Частота обертання випробувального гідронасоса варіюється за допомогою частотного перетворювача DELTA VFD-B, а частота обертання випробувального гідромотора варіюється шляхом зміни подачі випробувального гідронасоса 2 і контролюється за допомогою індуктивного датчика ISB A2A-31P-4-LZ і електронного тахометра SM-20. Перепад тиску в лініях об'ємного гідроприводу та гідравлічного пристрою, що навантажує, визначали за допомогою манометрів 4 і 10 з межею вимірювання 0...60 МПа. Збільшення перепаду тиску в лініях нагнітання гідронасоса ГНУ 7 добивались шляхом зміни прохідного перерізу реверсивного дроселя RFIK200 (Webtec) 11. Контроль подачі гідронасосу ГНУ 7 здійснювали за допомогою витратоміра CT600R-SR-S-B-7 (Webtec) 12. Гідронасос ГНУ 7 через окрему гідравлічну систему з'єднаний з гідравлічним

баком 9. При проведенні випробувань реверс гідронасоса ГНУ 7 забезпечувався системою зворотних клапанів 14.

Температуру робочої рідини в лініях об'ємного випробуваного гідроприводу і гідравлічного навантажувального пристрою контролювали за допомогою датчиків температури SR-TTP-400-05-0C ($-25\dots+125$ °C), підключених до портативного зчитувального пристрою НРМ-540-05 допомогою аналогових кабелів SR-CBL-003-55-ММ. Крутний (гальмівний) момент у процесі експерименту створювали за допомогою дроселя 11. Контроль крутного (гальмового) моменту, що розвивається, здійснювався за допомогою безконтактного цифрового датчика крутного моменту 5 і цифрового індикатора 6. Схема для реалізації вимірювання крутного (гальмового) моменту представлена на рис. 2.2

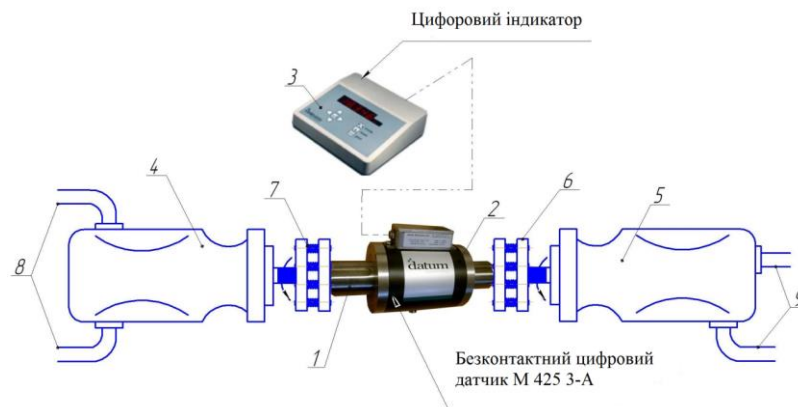


Рис. 2.2. Схема вимірювання крутного (гальмівного) моменту, що розвивається випробувальним гідромотором за допомогою безконтактного цифрового датчика М 425 3-А date electronics: 1 – вал; 2 – тензомер; 3 – цифровий індикатор; 4 – випробувальний гідромотор; 5 – гідронасос ГНУ; 6 та 7 – муфти; 8 та 9 – лінії нагнітання випробувального гідромотора та гідронасосу ГНУ.

Для експерименту використовувався датчик моменту М 425 3-А electronics, що складається з валу 1 і тензометра 2, що дозволяє вимірювати і передавати значення крутного моменту на цифровий індикатор 3 з ЖК-дисплеєм (див. рис. 2.2). Датчик встановлювався між випробувальним гідромотором та гідронасосом

ГНУ через муфти, «жорстко» з'єднуючи їх вихідні вали. Розмір крутного (гальмівного) моменту, що розвивається, відображається на цифровому індикаторі.

Технічні характеристики датчика M 425 3-A date electronics [1]: номінальне навантаження – 1000 Н·м; максимальна частота обертання – 0...6000 об/хв; точність виміру – 0,1%; з'єднання механічне – шліцевий вал; частота подачі сигналу – 100 Гц.

Для реалізації однофакторного експерименту був підготовлений комплект об'ємного гідроприводу компанії *Sauer-Danfoss* 90R100 (гідронасос) та 90M100 (гідромотор), що задовольняє технічним параметрам нового відповідно до вимог заводу-виробника. При проведенні експериментальних досліджень важіль керування серворозподільником гідронасосу 90R100 був відхилений на максимальний кут, що відповідало максимальному куту відхилення люльки та максимальній подачі гідронасосу. Як робоча рідина об'ємного гідроприводу використовувалося всесезонне гідравлічне масло *Shell Tellus S2 V46*, що відповідає ISO 11158 [1], а для гідравлічного навантажувального пристрою використовувалося олива МГЕ-46В, відповідно ГОСТ 17479.3 [2].

Об'ємний гідропривід монтувався на стенд згідно зі схемою, представленою на рис. 3.1.

На першому етапі визначили рівні варіювання для величини перепаду тиску в лініях навантажувального гідравлічного пристрою. Експеримент починали від мінімального тиску лінії нагнітання гідравлічного навантажувального пристрою $\Delta p_{\text{гну}}$ з подальшим збільшенням до максимального значення $\Delta p_{\text{гну}} = 40$ МПа [2] з кроком 5 МПа, при цьому за допомогою манометра здійснювали контроль тиску в лініях об'ємного гідроприводу. Частота обертання привідного валу гідравлічного навантажувального пристрою $n_{\text{гну}}$ приймалася постійною, що дорівнює 1500 об/хв, що відповідає номінальній частоті обертання об'ємного гідронасоса гідроприводу ГСТ-90. Температура робочої рідини в лініях об'ємного гідроприводу приймалася постійною і

знаходилася в діапазоні 60 ± 5 °С, а температура в лініях гідравлічного навантажувального пристрою $t_{\text{гну}}$ знаходилася в діапазоні 50 ± 5 °С, відповідаючи вимогам виробника [2]. Збільшення тиску лінії нагнітання навантажувального реверсивного гідронасоса досягали зміною прохідного перерізу дроселя 11 (див. рис. 3.1).

Результати однофакторного експерименту визначення залежності крутного (гальмівного) моменту на валу випробувального гідромотора об'ємного гідроприводу від величини перепаду тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою представлені рис. 2.3.

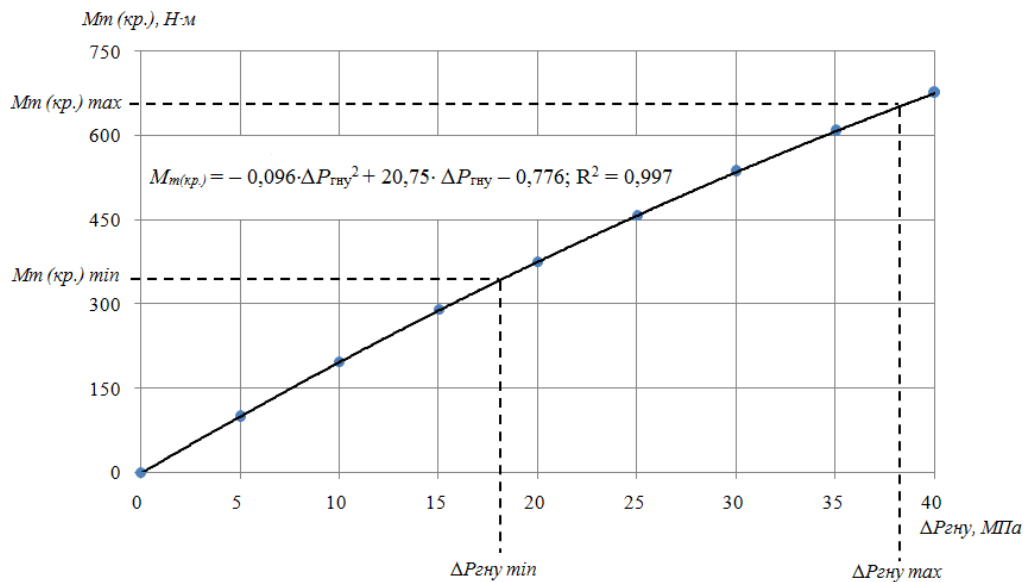


Рис. 2.3. Залежність крутного (гальмівного) моменту на валу гідромотора контрольного об'ємного гідроприводу від величини перепаду тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою $\Delta p_{\text{гну}}$ (МПа): де $\Delta p_{\text{гну min}} = 18$ МПа – мінімально-необхідний тиск у лініях створення мінімального крутного (гальмівного) моменту $M_{m(\text{кр.}) min} = 326$ Н·м, що відповідає об'ємному гідроприводу ГСТ-90; $\Delta p_{\text{гну max}} = 38$ МПа – максимально-необхідний тиск у лініях гідравлічного навантажувального пристрою для створення максимального крутного (гальмівного) моменту $M_{m(\text{кр.}) max} = 667$ Н·м, що відповідає об'ємному гідроприводу *Sauer-Danfoss*.

Аналізуючи рис. 3.3, слід зазначити, що зі збільшенням перепаду тиску від 0 до 40 МПа в лініях гідравлічного навантажувального пристрою відбувається

збільшення значення крутного (гальмівного) моменту з 0 до 680 Н·м, тобто вони мають тісний взаємозв'язок і для того щоб забезпечити необхідний крутний (гальмівний) момент, необхідно підтримувати тиск у лініях гідравлічного пристрою, що навантажує. Таким чином, перепад тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою істотно впливає на величину крутного (гальмівного) моменту.

В результаті експерименту був визначений діапазон перепаду тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою, нижнє значення, що відповідає номінальному крутному моменту $M_{m(кр.)min} = 326$ Н·м (взято виходячи з характеристик об'ємного гідроприводу ГСТ-90), склало $\Delta p_{гнч} min = 18$ МПа, а верхнє значення, що відповідає номінальному значенню крутного моменту $M_{m(кр.)max} = 667$ Н·м (взято для об'ємного гідроприводу *Sauer-Danfoss* $\Delta p_{гнч} max = 38$ МПа).

Проведений однофакторний експеримент дозволив визначити діапазони варіювання тиску в лініях навантажувального гідравлічного пристрою для створення крутного (гальмівного) моменту на валу випробувального гідромотора об'ємного гідроприводу, необхідного для проведення багатфакторного експерименту.

На другому етапі визначили рівні варіювання частоти обертання приводного валу гідравлічного навантажувального пристрою $n_{гнч}$, об/хв. Експеримент починали від мінімального значення частоти обертання 1500 об/хв, яка відповідає номінальній частоті обертання гідронасоса об'ємного гідроприводу ГСТ-90, з подальшим збільшенням до максимального значення частоти обертання 3500 об/хв, що відповідає обертанню гідронасоса об'ємного гідроприводу компанії *Eaton* 6423 з кроком 200 об/хв.

При цьому величина перепаду тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою приймалася постійною, рівною $\Delta p_{гнч} = 18$ МПа, що відповідає мінімальному значенню гальмівного (крутного) моменту об'ємного гідроприводу ГСТ-90 ($M_{m(кр.)min} = 326$ Н·м). Температура робочої рідини в лініях

об'ємного гідроприводу приймалася постійною і знаходилася в діапазоні 60 ± 5 °С, а температура в лініях гідравлічного навантажувального пристрою $t_{гн\mu}$ знаходилася в діапазоні 50 ± 5 °С, що відповідає вимогам – виробників [2]. Збільшення приводної частоти обертання контрольного гідронасоса Sauer-Danfoss 90R100 досягали за допомогою перетворювача частоти DELTA VFD-B.

Результати проведеного однофакторного експерименту з визначення залежності крутного (гальмівного) моменту на валу випробувального гідромотора об'ємного гідроприводу від частоти обертання навантажувального гідравлічного пристрою представлені на рис. 2.4.

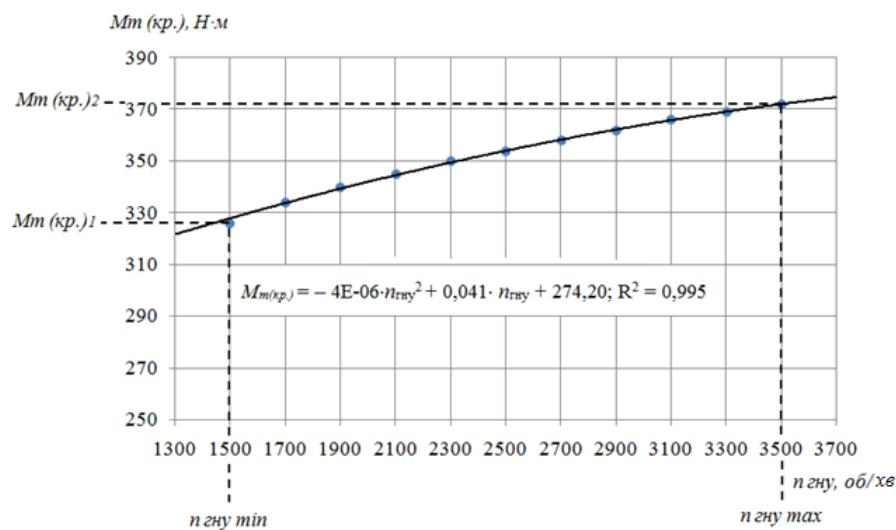


Рис. 2.4. Залежність крутного (гальмівного) моменту на валу гідромотора контрольного об'ємного гідроприводу від частоти обертання гідравлічного навантажувального пристрою $n_{гн\mu}$ (об/хв): де $n_{гн\mu} \min = 1500$ об/хв – мінімально-необхідна частота обертання гідравлічного навантажувального пристрою, яка відповідає крутному (гальмівному) моменту $M_{т(кр.)1} = 326$ Н·м; $n_{гн\mu} \max = 3500$ об/хв – максимально-необхідна частота обертання гідравлічного навантажувального пристрою, що відповідає крутному (гальмівному) моменту $M_{т(кр.)2} = 372$ Н·м.

Аналізуючи рис. 2.4, слід зазначити, зі збільшенням частоти обертання гідравлічного навантажувального пристрою від 1500 до 3500 об/хв відбувається збільшення величини крутного (гальмівного) моменту з 326 Н·м до 372 Н·м, тобто крутний (гальмівний) момент зі зростанням частоти обертання збільшився

на 12,5%. Таким чином, частота обертання гідравлічного навантажувального пристрою впливає на величину крутного (гальмівного) моменту, тому необхідно її підтримувати відповідно до технічних характеристик.

В результаті експерименту був визначений діапазон частоти обертання гідравлічного навантажувального пристрою: нижнє значення відповідає номінальному крутному моменту, $M_{т(кр.)1} = 326 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (взято виходячи з характеристик об'ємного гідроприводу ГСТ-90 смб) для частоти обертання $n_{гн\text{у}}_{\text{min}} = 1500 \text{ об/хв}$, а верхнє значення відповідає значенню крутного моменту $M_{т(кр.)2} = 372 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для частоти обертання $n_{гн\text{у}}_{\text{max}} = 3500 \text{ об/хв}$.

Проведений однофакторний експеримент дозволив визначити діапазони варіювання частоти обертання гідравлічного навантажувального пристрою для створення крутного (гальмівного) моменту на валу випробуваного гідромотора об'ємного гідроприводу, необхідної для проведення багатфакторного експерименту.

На третьому етапі визначили рівні варіювання температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою. Експеримент починали від мінімального значення температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою $t_{гн\text{у}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, що відповідає рекомендаціям заводу-виробника гідронасоса ГНУ [1], з подальшим збільшенням до максимального значення – $t_{гн\text{у}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, що відповідає для гідравлічної оливи МГЕ-46В з кроком $5 \text{ }^\circ\text{C}$. При цьому частота обертання приводного валу гідравлічного навантажувального пристрою $n_{гн\text{у}}$ приймалася постійною, що дорівнює 1500 об/хв , що відповідає мінімальній частоті обертання об'ємного гідронасоса гідроприводу ГСТ-90. Величина перепаду поділу в лініях гідравлічного навантажувального пристрою приймалася постійною, що дорівнює $\Delta p_{гн\text{у}} = 18 \text{ МПа}$, що відповідає мінімальному значенню гальмівного моменту об'ємного гідроприводу ГСТ-90 ($M_{т(кр.)\text{min}} = 326 \text{ Н}\cdot\text{м}$). Температура робочої рідини в лініях об'ємного гідроприводу приймалася постійною та перебувала в діапазоні $60 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Збільшення температури робочої рідини в лініях гідравлічного

навантажувального пристрою домагалися за рахунок дроселювання (див. рис. 3.1).

Результати проведеного однофакторного експерименту з визначення залежності крутного (гальмівного) моменту на валу випробуваного гідромотора об'ємного гідроприводу від температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою представлені на рис. 2.5.

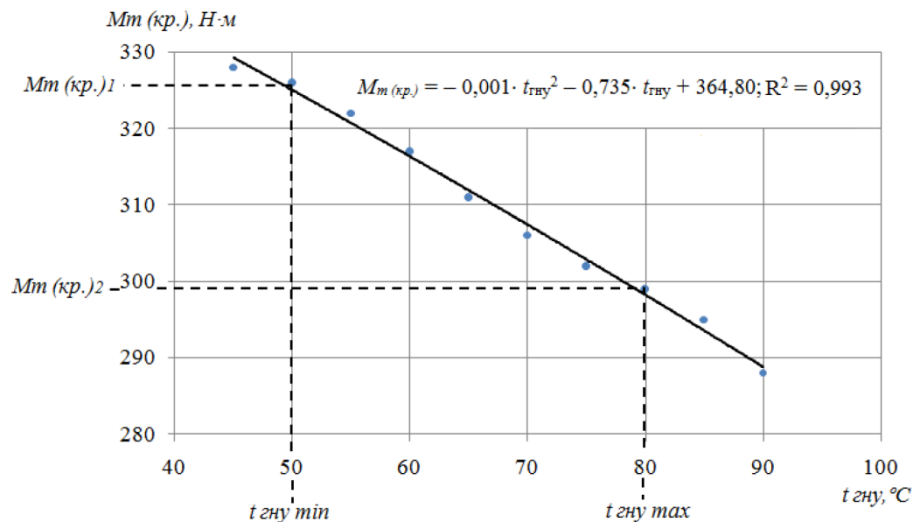


Рис. 2.5. Залежність крутного (гальмівного) моменту на валу гідромотора контрольного об'ємного гідроприводу від температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою $t_{гнy}$ (°C): де $t_{гнy} \min = 50$ °C – мінімально-необхідна температура робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристосування, що відповідає крутному (гальмівному) моменту $M_{m(кр.)1} = 326$ Н·м; $t_{гнy} \max = 80$ °C – гранична температура робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою, що відповідає крутному (гальмівному) моменту $M_{m(кр.)2} = 299$ Н·м.

Аналізуючи рис. 2.5, слід зазначити, що зі збільшенням температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою від 50 до 80 °C відбувається зниження величини крутного (гальмівного) моменту з 326 до 299 Н·м, тобто крутний (гальмівний) момент знизився на 8,3%. Таким чином, температура робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою впливає на величину крутного (гальмівного) моменту, тому необхідно її підтримувати в діапазоні 50 ± 5 °C. Таким чином, підвищення температури

робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою впливає на розвиваючий крутний (гальмівний) момент.

В результаті експерименту був визначений діапазон температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою: нижнє значення відповідає номінальному крутному моменту $M_{T(кр.)1} = 326 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (взято виходячи з характеристик об'ємного гідроприводу ГСТ-90) для температури робочої рідини $t_{гн\text{у} \text{ min}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, а верхнє значення відповідає значенню крутного моменту $M_{T(кр.)2} = 299 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для граничної температури робочої рідини $t_{гн\text{у} \text{ max}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Проведений однофакторний експеримент дозволив визначити діапазони варіювання температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою, необхідного для проведення багатфакторного експерименту.

Таким чином, поставленої мети досягнуто. У ході проведення однофакторного експерименту визначили рівні варіювання факторів, що впливають на крутний (гальмівний) момент:

- для перепаду тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою за нижній рівень варіювання прийнято значення тиску, що дорівнює $\Delta p_{наг. \text{ min}} = 18 \text{ МПа}$, що відповідає номінальному значенню вихідного крутного (гальмівного) моменту гідромотора ГСТ-90 ($M_{T(кр.)} = 326 \text{ Н}\cdot\text{м}$), а за верхній рівень варіювання прийнято значення $\Delta p_{гн\text{у} \text{ max}} = 38 \text{ МПа}$, відповідне крутному (гальмівному) моменту об'ємного гідроприводу Sauer-Danfoss ($M_{T(кр.)} = 667 \text{ Н}\cdot\text{м}$);

- для частоти обертання гідравлічного навантажувального пристрою за нижній рівень варіювання прийнято значення, що дорівнює $n_{гн\text{у} \text{ min}} = 1500 \text{ об/хв}$, що відповідає номінальному крутному (гальмівному) моменту $M_{T(кр.)1} = 326 \text{ Н}\cdot\text{м}$ об'ємного гідроприводу ГСТ-90, а для рівеня варіювання прийнято значення $n_{гн\text{у} \text{ max}} = 3500 \text{ об/хв}$, відповідно величина крутного (гальмівного) моменту $M_{T(кр.)2} = 372 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

- для температури робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою за нижній рівень варіювання прийнято значення,

рівне $t_{\text{гнү min}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає номінальному крутному (гальмівному) моменту $M_{\text{Г(кр.)1}} = 326 \text{ Н}\cdot\text{м}$ об'ємного гідроприводу ГСТ-90, а за верхній рівень варіювання прийнято значення $t_{\text{гнү max}} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає величині крутного (гальмівного) моменту $M_{\text{Г(кр.)2}} = 299 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Висновки по розділу

Визначено мінімальні та максимальні рівні варіювання факторів, що мають найбільший вплив на величину крутного (гальмівного) моменту для таких, як: перепад тиску в лініях гідравлічного навантажувального пристрою – $\Delta p_{\text{наг. min}} = 18 \text{ МПа}$ та $\Delta p_{\text{гнү max}} = 38 \text{ МПа}$; частота обертання гідравлічного навантажувального пристрою – $n_{\text{гнү min}} = 1500 \text{ об/хв}$ і $n_{\text{гнү max}} = 3500 \text{ об/хв}$ і температура робочої рідини в лініях гідравлічного навантажувального пристрою – $t_{\text{гнү min}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_{\text{гнү max}} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначено вплив властивостей та температури робочої рідини на параметри діагностування вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів.

РОЗДІЛ 3

ВДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДУ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ

Основними перевагами стенду повинні стати: цифрова обробка даних, висока точність одержуваних результатів, збільшення технічних характеристик і досліджуваних параметрів випробуваного об'ємного гідроприводу.

Важливою умовою реалізації заявлених переваг є правильний підбір вимірювального та реєструючого обладнання та встановлення функціонального зв'язку між електронними компонентами, персональним комп'ютером та спеціалізованим програмним забезпеченням.

При побудові принципової структурно-функціональної схеми слід виділити дві основних складових - це механічна частина, що включає всі рухомі елементи і електрична частина, що складається з електронних компонентів і датчиків.

Оскільки контроль технічного стану об'ємних гідроприводів протікає при великих навантаженнях (до 1000 Н×м) і тиску (до 48 МПа), з використанням гідравлічного масла (робочої рідини), то обов'язковою умовою є відокремлення персонального комп'ютера від основної частини, на якій будуть проводитись випробування.

Тоді стенд, що вдосконалюється, буде складатися з двох частин: блоку вимірювання даних (обертальний пристрій і гідравлічний навантажувальний пристрій) і блоку обробки даних. Надалі датчики, що реєструють процес випробування об'ємних гідроприводів, розмістили в блоці вимірювання даних, а основні електронні компоненти і персональний комп'ютер розташували в блоці обробки даних. Виділені частини для обміну даними зв'язали комплектом екранованих кабелів через спеціалізований роз'єм.

Гідравлічна та структурно-функціональна схеми були покладені в основу при розробці принципової схеми стенду, яка представлена на рис. 3.1.

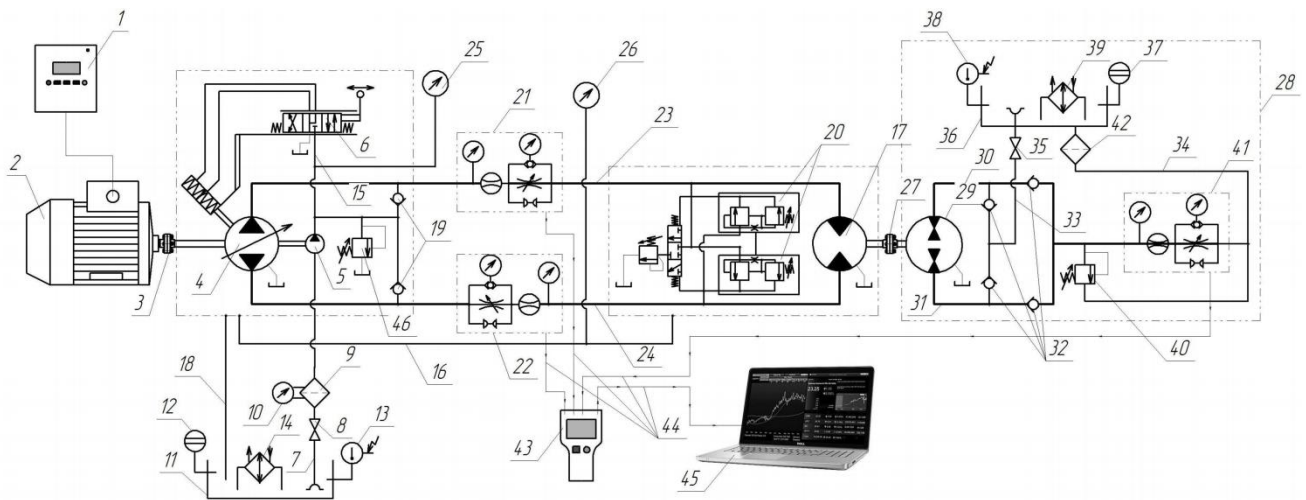


Рис. 3.1. Принципова схема стенду: 1 – частотний перетворювач; 2 – електродвигун; 3, 27 – муфти; 4 і 17 – випробувальні гідронасос і гідромотор; 5 – насос підживлення; 6 – серворозподільник; 7, 33 – лінії всмоктування; 8, 35 – вентиля; 9, 42 – фільтри для робочої рідини; 10 – вакуумметр; 11, 36 – гідравлічні баки; 12, 37 – показчики рівня робочої рідини; 13, 38 – електронні термометри; 14, 39 – теплообмінні апарати; 15 – лінія управління; 16 – лінія дренажу; 18, 34 – лінії зливу; 19, 32 – зворотні клапани; 20, 40, 46 – запобіжні клапани; 21, 22, 41 – реверсивні дроселі-витратоміри; 23, 24, 30, 31 – лінії нагнітання; 25, 26 – манометри тиску; 28 – гідравлічний навантажуючий пристрій; 29 – аксіально-поршневий нерегульований реверсивний гідронасос; 43 – плата збору даних; 44 – електричні лінії; 45 – персональний комп'ютер.

За результати комп'ютерного моделювання розроблено 3D-модель стенду (рис. 3.2), на підставі якої розроблено габаритний креслюнок (рис. 3.3).

Оскільки стенд, що вдосконалюється, складається з 2 блоків, то вдосконалення почали з блоку вимірювання даних:

– для плавного запуску та безступінчастого регулювання частоти обертання приводного валу гідронасоса застосували трифазний асинхронний електродвигун змінного струму 4AMH225M4U3 (75,0 кВт, 1500 об/хв, 380 В, 425 кг, IP23) (75 кВт/380В) (380, 75 кВт, 1...400 Hz, 150 А). Це дасть можливість плавного розгону електродвигуна з можливістю подальшої зміни та підтримання частоти обертання випробувальних агрегатів. Для зручності запуску та

управління двигуном використовуватимемо цифрову панель управління VFD-PU01, яку розмістимо на лицьовій частині управління блоку вимірювання даних;

– для контролю частоти обертання двигуна застосували систему зворотного зв'язку з частотним перетворювачем, вона побудована на базі інкрементального енкодера Autonics E50S8-1000-3-T-24 (1000 імп./об), встановленого на валу асинхронного електродвигуна. Для безпосереднього контролю частоти обертання гідронасоса випробуваного об'ємного гідроприводу слід окремо розмістити цифровий тахометр Fotek SM-20, який буде зчитувати дані з датчика контролю частоти обертання ISB A2A-31P-4-LZ;

– для зниження рівня високочастотних електромагнітних перешкод, що випромінюються в мережу під час роботи частотного перетворювача, застосували вхідний фільтр СТА-ФЕМС-75-3Ф380 (75 кВт, 380В);

– для вимірювання подачі від випробуваного гідронасоса було обрано реверсивні дроселі-витратоміри СТ600R-SR-S-B-7. Дросель-витратомір дозволяє проводити вимірювання витрати робочої рідини у двох напрямках з похибкою вимірювання 1%. Вибраний дросель-витратомір додатково має можливість розміщення в собі додаткових датчиків, в якості якого був обраний датчик контролю тиску та температури робочої рідини SR-РТТ-400-05-ОС. Дані елементи будуть розміщені у двох гідравлічних лініях (при випробуваннях об'ємних гідроприводів показання будуть зніматися у прямому та зворотному потоці)

- так як в якості випробувальних гідроагрегатів будуть застосовуватися різномарочні об'ємні гідроприводи, то була передбачена система вимірювання тиску в лінії управління на базі датчика БД ПД-Р (0-10 МПа);

– для гідравлічного навантажувального пристрою був обраний аксіально-поршневий нерегульований реверсивний гідронасос серії 411.0.107 з блоком зворотних клапанів VD7-W1/30, які дозволяють змінювати напрямок обертання випробувального гідромотора без перемикання потоків робочої рідини. Дана

схема заснована на блоці зворотних клапанів і дозволяє змінювати напрямок обертання в процесі роботи.

- для контролю роботи гідронасосу ГНУ також буде використано: перетворювач витрати робочої рідини турбінного типу ДРЖ-400 (0...500 л/хв); дросель з перетворювачем тиску БД ПД-Р дозволяє створювати тиск в лінії від 0 до 60 МПа; датчик температури SR-ТТР-400-05-0С (з діапазоном -25...+125 °С); регулятор температури DELTA DT320, який включає модернізовану апаратну частину з підвищеними характеристиками та смарт-функціями, має функції само-налаштування та гнучкого управління температурою, а також здійснює регулювання температури по згладженій кривій, що дозволить проводити примусове охолодження робочої рідини в необхідних межах.

Другою складовою стенда, що вдосконалюється, є блок обробки даних. Вихідною схемою для проектування електричної частини виступила структурно-функціональна схем.. Відповідно до вимог, управління та процес випробувань повинен проходити в напівавтоматизованому режимі, як основний інструмент автоматизації обрано обладнання компанії National Instruments з розробкою спеціалізованого програмного забезпечення на базі програмного комплексу LabView. Електрична частина повинна відповідати за збір, передачу та обробку вимірювальних даних, її основу складають плати управління та датчики, які реєструють параметри випробувань об'ємних гідроприводів та проводять їх подальший аналіз та обробку.

Таким чином, вибір компонентів блоку вимірювання даних та обробки даних дозволили сформувати нову структурно-функціональну схему.

До блоку обробки даних входить персональний комп'ютер і пульт управління спеціалізованим програмним забезпеченням, реалізовані в єдиному корпусі. Як корпус для блоку обробки даних був використаний інформаційний термінал.

Відповідно до структурно-функціональної схеми, блок обробки даних повинен забезпечувати:

- управління процесом випробувань за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення;
 - автоматичний вимір у режимі реального часу подачі та витрати робочої рідини, тиску в лінії нагнітання та лінії управління, вихідного крутного моменту, температуру робочої рідини з подальшою обробкою вимірювальної інформації;
- автоматичне побудова графіків залежностей технічних характеристик об'ємних гідроприводів від часу.

Для реалізації заданих параметрів було запропоновано наступне:

- передача сигналів у блоці обробки здійснюється через аналогові (датчики температури) та цифрові канали даних (датчики витрати, тиску та частот обертання). Сигнали від датчиків нормалізуються контролером, після чого обробляються аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП)
 - багатофункціональною платою збору даних National Instruments USB-6251 і надходять в персональний комп'ютер, де перетворюються на дійсні значення вимірюваних параметрів;
 - живлення датчиків здійснюється від стабілізованого двополярного джерела живлення (± 15 В).

При контролі технічного стану об'ємних гідроприводів за вдосконаленою методикою випробувань вал гідромотора обертається з перемінним навантаженням, що досягається за рахунок застосування гідравлічного навантажувального пристрою. На рис. 3.2. представлений гідравлічний навантажувальний пристрій.

На рис. 3.3 представлено виготовлений гідравлічний навантажувальний пристрій, що складається з навантажувального аксіально-поршневого нерегульованого гідронасоса, дроселя з перетворювачем тиску, перетворювача витрати рідини турбінного типу, зворотних клапанів, з'єднаних в єдину гідросистему замкнутого типу.

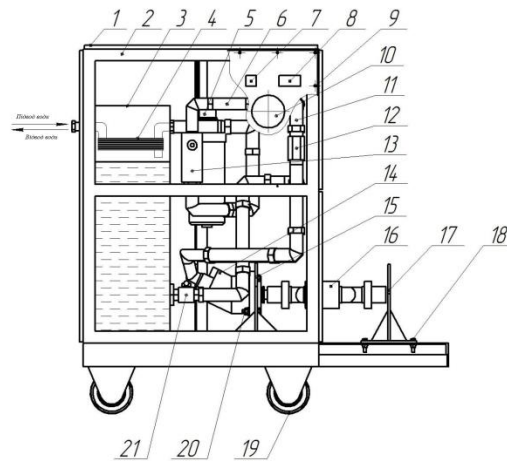


Рис. 3.2. Гідравлічний навантажувальний пристрій: 1 – панелі; 2 – рама; 3 – гідравлічний бак; 4 – теплообмінний апарат; 5 – фільтр; 6 – датчик витрати; 7 – температурний контролер; 8 – електронний тахометр (датчик оборотів); 9 – гвинти кріплення панелей; 10 – манометр; 11 – трубопроводи лінії нагнітання; 12 – зворотний клапан; 13 – дросель; 14 – аксіально-поршневий нерегульований навантажувальний гідронасос; 15 – плита кріплення гідронасосу; 16 – карданний вал; 17 – плита кріплення випробувального гідромотора; 18 – болти кріплення плити; 19 – поворотні колісні опори; 20 – болти кріплення навантажувального гідронасосу; 21 – кран.

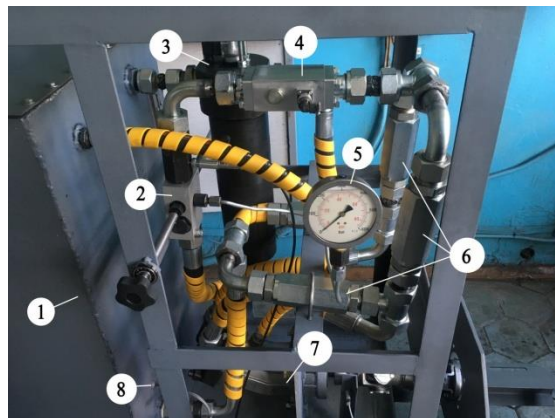


Рис. 3.3. Гідравлічний навантажувальний пристрій: 1 – гідравлічний бак; 2 – дросель RFIK200 із перетворювачем тиску БД ПД-Р (0...60 МПа); 3 – фільтр 4ФГМ32; 4 – датчик витрати рідини ДРЖ-400 (10...500 л/хв); 5 – манометр; 6 – зворотні клапани VD7-W1/30 (трубного монтажу); 7 – навантажувальний аксіально-поршневий нерегульований гідронасос 411.0.107; 8 – датчик температури SR-ТТР-400-05-0С (-25...+125 °С), Webtec (Англія)

При проведенні стендових випробувань контроль параметрів діагностування об'ємних гідروприводів здійснюється в режимі реального часу з подальшою обробкою, зберіганням вимірювальної інформації про процес випробувань, що досягається за рахунок застосування блоку обробки даних.

На рис. 3.4 представлений виготовлений блок обробки даних, що складається з терміналу, персонального комп'ютера, багатофункціональної плати збору даних, конекторного блоку та джерела живлення, з'єднаних за допомогою екранованих монтажних проводів в єдину систему.



Рис. 3.4. Блок обробки даних стану: де 1 – термінал; 2 – вікно візуалізації; 3 – антивандальна клавіатура; 4 – функціональна плата збору даних National Instruments USB-6251; 5 – персональний комп'ютер з компонентами для системи безпеки стану; 6 – конекторний блок National Instruments SCB-68; 7 – роз'їм для підключення кабелю зв'язку.

За результатами комп'ютерного моделювання складено 3D-модель (рис. 3.5) та габаритний креслюнок стану (рис. 3.6).

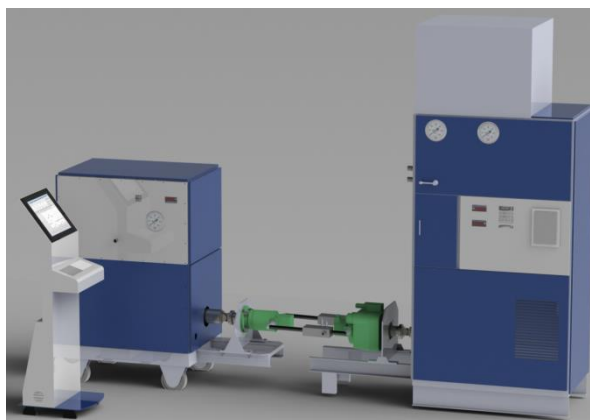


Рис. 3.5. 3D-модель стану.

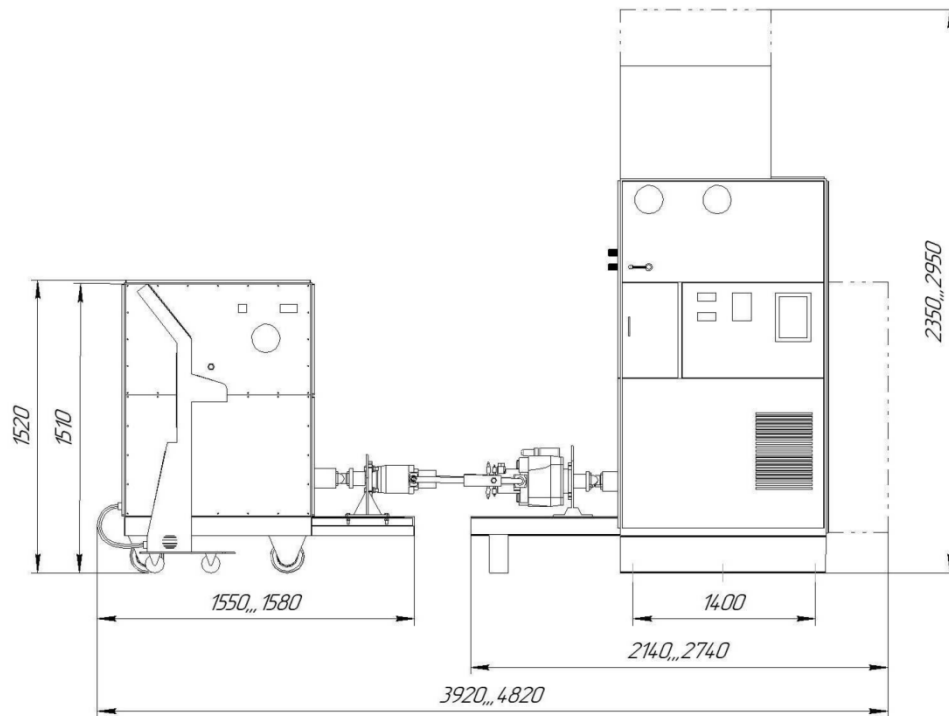


Рис. 3.6. Габаритний креслюнок стану.

В рамках дисертаційної роботи для стану розроблено спеціалізоване програмне забезпечення (далі – ПЗ). Вихідними для розробки ПЗ були: технічні вимоги, структурно-функціональна схема та елементний склад дослідного зразка (стану).

Спеціалізоване ПЗ працює під управлінням операційної системи MS Windows 7 x86 (32-bit) і встановлюється на персональному комп'ютері, розташованому в блоці обробки даних стану і складається з основної програми, програм позалабораторного аналізу отриманих даних та налаштування портів передачі даних. ПЗ розроблено в середовищі NI LabVIEW 2012 і має модульну структуру. Для прикладу показано панель модуля «Аналіз» рис. 3.7.

На рис. 3.8 представлено вдосконалений стэнд. У порівнянні з найближчими аналогами, стэнд дозволяє розширити можливості контролю технічного стану об'ємних гідроприводів за рахунок збільшення діапазонів технічних характеристик, що вимірюються (контрольованих): частоти обертання приводного валу від 0 до 4000 об/хв, робочого тиску в лінії нагнітання від 0 до 60 МПа, подачі і витрати в лінії нагнітання від 8 до 600 л/хв, крутного моменту на валу випробуваного гідромотора від 0 до 1000 Н·м. Спеціалізоване програмне

забезпечення в автоматичному режимі контролює параметри діагностування випробуваних об'ємних гідроприводів і отримує графіки залежностей параметрів діагностування (витрати, подачі, тиску в лінії нагнітання, температури робочої рідини) від часу. Додатково ПЗ проводить розрахунок та виведення на загальний графік технічних характеристик, таких як: об'ємний ККД окремих гідронасоса та гідромотора, загальний ККД об'ємного гідроприводу, крутний (гальмівний) момент, створюваний навантажувальним пристроєм.

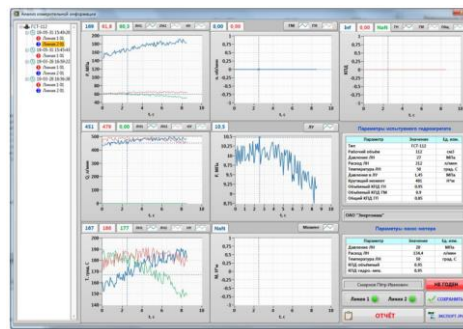


Рис. 3.7. Лицьова панель модуля «Аналіз»



Рис. 3.8. Загальний вигляд удосконаленого стенду: 1 – гідравлічний бак, 2 – витратомір, 3 – рукоятка дроселя, 4 – автомат включення блоку вимірювання даних, 5, 17 – термоконтролер, 6, 15 – тахометри, 7 – пульт управління частотним перетворювачем – автомат захисту, 9 – кран з всмоктувальним фільтром, 10 – кабель збору даних, 11 – випробувальний гідронасос, 12, 13 – витратоміри Webtec, 14 – випробувальний гідромотор, 16 – манометр, 18 – гідравлічний навантажувальний пристрій, 19 – рукоятка дроселя, 20 – блок обробки даних, 21 – обертовий пристрій.

Принцип роботи стенд. Випробувальний об'ємний гідропривід монтується на стенд. Пультом управління частотного перетворювача задають необхідний напрямок і частоту обертання приводного валу електродвигуна, який з'єднаний з валом випробувального гідронасоса. Важіль управління серворозподільника переміщують по черзі в крайні положення, при цьому випробувальний гідронасос змінює напрямок і об'єм робочої рідини, що подається в лінії нагнітання, які йдуть до випробувального гідромотора, внаслідок чого вихідний вал останнього здійснює обертання (в одному з напрямків) спільно з приводним валом гідронасоса, тому що їх вали жорстко з'єднані між собою. Частота обертання випробувального гідромотора варіюється шляхом зміни подачі робочої рідини (об'єму) випробувального гідронасоса та визначається за допомогою індуктивного датчика. При досягненні робочої рідини своєї робочої температури ($t = 50 \pm 5$ °C) в лініях нагнітання об'ємного гідроприводу створюють номінальний тиск, встановлений заводом-виробником.

Тиск у лініях нагнітання створюється гідравлічним навантажувальним пристроєм. Гальмування здійснюється в динамічному режимі, тобто вал випробувального гідромотора обертається під заданим навантаженням гальмівного моменту, створеного реверсивним гідронасосом. Навантаження (гальмівний момент) створюється шляхом зміни прохідного перетину (підвищення тиску) за допомогою реверсивного дросель-витратоміру. При зміні напрямку обертання валу випробувального гідромотора напрямок потоку робочої рідини в гідросистемі гідравлічного навантажувального пристрою змінюється автоматично за рахунок попарного відкриття і закриття зворотних клапанів. Принцип роботи аксіально-поршневого реверсивного нерегульованого навантажувального гідронасоса в обох напрямках обертання ідентичний.

В процесі випробування реверсивні дроселі-витратоміри визначають подачу випробувального гідронасоса і навантажувального гідронасоса, витрата гідромотора, тиск в лініях нагнітання об'ємного гідроприводу і тиск у лініях нагнітання гідравлічного навантажувального пристрою, а також температуру

робочої рідини. Плата збору даних обробляє інформацію і передає на персональний комп'ютер основні технічні характеристики об'ємного випробуваного об'ємного гідроприводу в заданий момент часу.

Стенд дозволяє контролювати технічний стан найбільш поширених об'ємних гідроприводів, що використовуються в агропромисловому комплексі (таких як: ГСТ-90, ГСТ-112 (ВАТ «Гідросила»); 90R100 та 90M100 (Sauer-Danfoss); 6423-618 та 6433-113 (Eaton); BMV 70R та BMF75 (Linde); HPV105 та HMF105(Linde); AA4VG90 та A2FM90 (Bosch Rexroth).

Висновки по розділу

Удосконалено стенд, що дозволяє реалізувати методику досліджень заводів-виробників для контролю технічного стану об'ємного гідроприводу вітчизняного і зарубіжного виробництва в умовах ремонтних підприємств і сервісних центрів, а також дозволяє діагностувати найбільш поширені гідроагрегати: ГСТ-90, ГСТ- 112 (ВАТ «Гідросила»); 90R100 та 90M100 (Sauer-Danfoss); 6423-618 та 6433-113 (Eaton); BMV 70R та BMF75 (Linde); HPV105 та HMF105(Linde); AA4VG90 та A2FM90 (Bosch Rexroth).

Розроблено спеціалізоване програмне забезпечення, що дозволяє здійснювати збір, обробку і збереження отриманих результатів випробування об'ємного гідроприводу в режимі реального часу, розраховувати технічні характеристики: об'ємний ККД випробувального гідронасоса, гідромотора і всього гідроприводу в цілому, вихідний крутний момент випробувального гідромотора, проводити аналіз отриманих результатів випробування з подальшим формуванням звіту.

ВИСНОВКИ

На підставі проведених у магістерській роботі досліджень отримано такі результати:

1. Для контролю технічного стану найбільш поширених в АПК моделей об'ємних гідроприводів: ГСТ-90, ГСТ-112 Україна, 6423-618 та 6433-113 (Eaton) США; 90R100 та 90M100 (Sauer-Danfoss), BMV70R та BMF75 (Linde), AA4VG90 та A2FM90 (Bosch Rexroth) Німеччина, стенд повинен забезпечувати: приводну потужність не менше 70 кВт; регулювання та контроль частоти обертання приводного валу гідронасоса від 500 до 3720 об/хв; вимірювання подачі/витрати в лініях нагнітання від 33,6 до 375,0 л/хв, робочого тиску від 24,1 до 48 МПа, тиску в лінії управління від 1,40 до 4,0 МПа, підтримання температури робочої рідини від 45...85 °С; визначення об'ємного ККД; створення змінного навантаження на валу випробувального гідромотора гідравлічним методом та визначення крутного (гальмівного) моменту в діапазоні від 326 до 763 Н·м.

Удосконалено стенд для контролю технічного стану вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів сільськогосподарської техніки, що реалізує методики випробувань заводів-виробників в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів. Стенд забезпечує приводну потужність 75 кВт, безступінчасте регулювання та вимірювання частоти обертання валу гідронасоса від 0 до 4000 об/хв, вимірювання подачі та витрати від 8 до 600 л/хв, робочого тиску від 0 до 60 МПа, тиску в лінії керування від 0 до 10 МПа, температури робочої рідини від 0 до 100 °С; визначення об'ємного ККД; створення та визначення крутного (гальмівного) моменту від 0 до 1000 Н·м.

Удосконалено методику випробувань вітчизняних та зарубіжних об'ємних гідроприводів в умовах ремонтних підприємств та сервісних центрів. Розроблено спеціалізоване програмне забезпечення, що забезпечує контроль, вимірювання та збереження параметрів діагностування, регламентованих заводами-виробниками, в режимі реального часу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. Москва : Металлургия, 1969. 159с.
2. Адлер Ю. П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва : Наука, 1976. 279с.
3. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др. Техническая диагностика гидравлических приводов. М.: Машиностроение. 1989. — 264 с.
4. Богдан Н.В., Жилевич М.И., Красневский Л.Г. Техническая диагностика гідросистем. Минск : Белавтотракторостроение, 2000. 120 с.
5. Чмиль В.П. Гидропневмопривод. Монография. СПб.: СПбГАСУ, 2010. 176 с.
6. Akers A., Gassman M.P., Smith R.J. Hydraulic Power System Analysis. CRC Press, 2006. 381 p.
7. Chapple P. Principles of Hydraulic Systems Design. Momentum Press, 2015. 289 p.
8. Попов В.Б. Гидропривод мобильных сельскохозяйственных машин. Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. 101 с.
9. Лахмаков В.С. и др. Гидропривод сельскохозяйственной техники. Минск: БГАТУ, 2008. 164 с.
10. Ефимова С.Г., Чупров В.Т. Гидрооборудование сельскохозяйственных машин. Сыктывкар: СЛИ, 2013. 95 с.
11. Курчаткин В.В. Надежность и ремонт машин. Москва: Колос, 2000. 776 с.
12. Харазов А.М. Техническая диагностика гидроприводов машин. М.: Машиностроение, 1979. 112 с.
13. Погорілець О.М. Гідропривід сільськогосподарської техніки. Київ: Вища освіта, 2004. 368 с.

14. Суховей М.В., Павлюченко Е.А. Надёжность и диагностика гидро - и пневмоприводов. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. 81 с.
15. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др. Техническая диагностика гидравлических приводов. М.: Машиностроение. 1989. 264 с.