

Вінницький національний технічний університет

Репінський Сергій Володимирович

УДК 621.22-546 : 62-522.2

**СИСТЕМА КЕРУВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО РЕГУЛЬОВАНОГО
НАСОСА З ПРОФІЛЬОВАНИМ ВІКНОМ ЗОЛОТНИКА КОМБІНОВАНОГО
РЕГУЛЯТОРА ПОДАЧІ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Вінниця – 2011

Дисертацією є рукопис

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті, Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент

Буренніков Юрій Анатолійович,
Вінницький національний технічний університет,
професор кафедри технології та автоматизації
машинобудування

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Ніколенко Ілля Вікторович,
Національна академія природоохоронного і
курортного будівництва, м. Сімферополь,
завідувач кафедри водопостачання, водовідведення та
санітарної техніки

кандидат технічних наук, доцент
Узунов Олександр Васильович,
Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут”,
доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки і
механотроніки

Захист відбудеться «27» квітня 2011 р. о 13³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210 ГНК.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.

Автореферат розісланий «22» березня 2011 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

О. В. Дерібо

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Актуальність теми. Останніми десятиліттями розвиток гідроприводів мобільних робочих машин будівельної, сільськогосподарської і інших галузей характеризується стійкою тенденцією до широкого застосування регульованих аксіально-поршневих насосів (АПН) з регуляторами подачі, які входять до системи керування робочим об'ємом АПН. Ця тенденція пояснюється прагненням розробників і споживачів гідроустаткування до розширення функціональних можливостей, реалізації режимів енергозбереження і оптимального використання потужності двигуна при виконанні робочих процесів. Регулятори подачі в значній мірі визначають технічні характеристики і функціональні можливості регульованих АПН, а отже, і технічний рівень сучасного гідроприводу.

Провідні фірми США, Західної Європи і Японії виготовляють широкий асортимент регульованих АПН, що характеризуються високим технічним рівнем і можуть оснащуватися різноманітними системами керування. На сьогодні виробництво об'ємних гідромашин (зокрема насосів і їх систем керування) ведуть підприємства України і Російської Федерації. Їх ринок аксіально-поршневих гідромашин для цивільних галузей промисловості до початку 90-х років ХХ ст. був сформований, в основному, на базі створених за допомогою ФРН ліцензійних виробництв. В Україні наявний виробничий і технологічний потенціал, а також досвід виробництва регульованих об'ємних гідромашин. Однак потребує вдосконалення система керування регульованого АПН, зокрема регулятор подачі, з точки зору забезпечення належного поєднання статичних, динамічних і енергетичних характеристик, що відповідають світовому рівню.

Роботи, присвячені особливостям проектування і дослідженням системи керування регульованого АПН з регуляторами подачі, практично відсутні. Тому розробка системи керування регульованого АПН з покращеними статичними і динамічними характеристиками в різних режимах роботи за рахунок використання вдосконаленого комбінованого регулятора подачі (КРП) є актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано відповідно до науково-дослідної тематики кафедри технології та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт (ДР 0102U002270, ДР 0105U002422, ДР 0108U000652, ДР 0110U002171) та договором № 17/2 про творчу співдружність (ДР 0110U005041) "Створення реверсивного гідроприводу змішувача барабана на базі аксіально-поршневого регульованого насоса з комбінованим регулятором" (2010 р.). Автор брав участь у виконанні тем як виконавець.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є покращення статичних і динамічних характеристик системи керування регульованого АПН в режимах стабілізації подачі та постійної потужності за рахунок використання комбінованого регулятора подачі з профільованим вікном золотника.

Для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі **завдання**:

- провести аналіз конструктивних схем і функціональних вимог до регуляторів подачі регульованих насосів з метою виявлення найбільш раціональних технічних рішень та їх подальшої реалізації;
- розробити гідравлічну схему системи керування регульованого АПН, яка забезпечує роботу АПН в режимі стабілізації подачі та режимі постійної потужності за рахунок форми профільованого вікна золотника КРП;
- розробити математичну модель системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП, що містить уточнені, отримані експериментально характеристики;
- створити методику визначення і розрахувати параметри профільованого вікна, які забезпечують роботу регульованого АПН в режимі постійної потужності;

- дослідити процеси в системі керування регульованого АПН з КРП в режимах стабілізації подачі та постійної потужності, а також оцінити вплив основних конструктивних параметрів КРП на статичні, динамічні та енергетичні характеристики;

- оптимізувати конструктивні параметри КРП і розробити рекомендації, які забезпечать для проектувальників регуляторів подачі регульованих АПН необхідні статичні, динамічні та енергетичні характеристики у широкому діапазоні функціонування;

- створити дослідний зразок КРП з профільованим вікном золотника, який забезпечує покращені статичні й динамічні характеристики в режимах стабілізації подачі та постійної потужності регульованого АПН;

- експериментально дослідити статичні та динамічні характеристики системи керування регульованого АПН з КРП в режимах стабілізації подачі і постійної потужності;

- розробити схему гідроприводу мобільної робочої машини на основі створеної системи керування регульованого АПН з КРП.

Об’єкт дослідження – процеси, що відбуваються в системі керування регульованого АПН.

Предмет дослідження – КРП з профільованим вікном золотника в системі керування регульованого АПН.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження процесів у системі керування регульованого АПН, з урахуванням конструктивних особливостей системи та режимів роботи регульованого насоса, виконані методами математичного моделювання на основі нелінійних диференціальних рівнянь з використанням числових методів їх розв’язання за допомогою програми Simulink пакета MatLab. Експериментальні дослідження виконані на спеціально розроблених стендах методами тензометрії з реєстрацією результатів вимірювання за допомогою аналого-цифрового перетворювача та персонального комп’ютера, а також методами математичної статистики для визначення ступеня обґрунтованості прийнятих припущень і оцінки адекватності результатів.

Наукова новизна одержаних результатів така.

1. Вперше за рахунок форми профільованого вікна золотника КРП в системі керування регульованого АПН реалізовано статичну характеристику гіперболічного типу при роботі АПН в режимі постійної потужності.

2. Розроблено математичну модель системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП, в якій враховано отриману експериментально залежність моменту опору планшайби насоса від тиску на виході насоса, подачі робочої рідини до виконавчого гідродвигуна та температури робочої рідини, а також залежність витрати через профільоване робоче вікно золотника в режимі постійної потужності від перепаду тиску на профільованому вікні та від переміщення золотника.

3. Вперше встановлено, що в системі керування регульованого АПН залежності часу регулювання, коливальності та перерегулювання за тиском від жорсткості пружини золотника з профільованим вікном при роботі регульованого АПН в режимі постійної потужності мають гіперболічний характер.

4. Удосконалено критерій оптимізації конструктивних параметрів КРП на основі комплексного врахування статичних і динамічних характеристик системи керування регульованого АПН в режимах стабілізації подачі та постійної потужності.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розроблено нову схему системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП, який забезпечує покращені статичні й динамічні характеристики режиму стабілізації подачі та режиму постійної потужності (патент України № 48277).

2. Створено методику визначення параметрів профільованого вікна золотника КРП, які забезпечують роботу регульованого АПН в режимі постійної потужності.

3. Сформульовані практичні рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів КРП, які дозволяють покращити статичні та динамічні характеристики системи керування регульованого АПН в режимах стабілізації подачі й постійної потужності.

4. Розроблено спрощену конструкцію КРП, який забезпечує покращені статичні й динамічні характеристики режимів стабілізації подачі та постійної потужності регульованого АПН, характеризується зменшеними габаритними розмірами й масою.

5. Розроблено схему реверсивного гідроприводу обертання змішувального барабана автобетонозмішувача з покращеними техніко-економічними показниками, яка базується на регульованому АПН з розробленим КРП.

В результаті виконання договору про творчу співдружність на підприємство (45 Експериментальний механічний завод, м. Вінниця) передані конструкторська документація на дослідний зразок КРП і керівні матеріали у вигляді методики проектного розрахунку, опису конструкції та інструкції з експлуатації, а також гідравлічна схема приводу обертання змішувального барабана автобетонозмішувача марки "TIGARBO".

Окремі результати дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес на кафедрі технології та автоматизації машинобудування ВНТУ в рамках викладання дисциплін "Гідравліка, гідро- та пневмопривод" і "Електромеханічні та гідропневматичні приводи машин".

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні результати роботи отримані автором самостійно. Мета та завдання досліджень узгоджені з науковим керівником.

В працях, що опубліковані у співавторстві, автору належать: сформульовані вимоги до регуляторів подачі та запропонований спосіб комбінованого керування регульованого насоса [1]; розроблена розрахункова схема і математична модель системи керування регульованого насоса [2]; розв'язання математичної моделі системи керування регульованого АПН в середовищі MatLab Simulink [3]; дослідження та аналіз динамічних характеристик і стійкості системи керування регульованого АПН [4]; визначення впливу основних конструктивних параметрів системи керування на показники якості перехідного процесу змінних стану системи [5]; дослідження гідравлічних втрат потужності в системі керування регульованого АПН [6]; запропонована схема експериментального стенда [7]; визначення впливу співвідношення основних конструктивних параметрів регулятора на швидкодію системи керування регульованого АПН [8]; реалізація режиму постійної потужності регульованого АПН за рахунок профілювання вікна золотника КРП та визначення параметрів профілюваного вікна [9]; схема дослідного зразка КРП [10]; участь у складанні формули та опис патенту [12].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та обговорювалися на таких міжнародних та науково-технічних конференціях: V Міжнародній науково-технічній конференції Асоціації спеціалістів промислової гідравліки та пневматики (АС ПГП) (Вінниця, 2002 р.); VIII Міжнародній конференції "Контроль і управління в складних системах" (КУСС-2005) (Вінниця, 2005 р.); XIII Міжнародній конференції з автоматичного управління (Автоматика-2006) (Вінниця, 2006 р.); VII Міжнародній ювілейній науково-технічній конференції АС ПГП (Вінниця, 2006 р.); XII Міжнародній науково-практичній конференції "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (Луганськ-Київ, 2007 р.); VIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП (Мелітополь, 2007 р.); VI Міжнародній конференції молодих науковців "Інформатика та механіка" (Кам'янець-Подільський, 2008 р.); IX Міжнародній конференції КУСС-2008 (Вінниця, 2008 р.); Міжнародній конференції "TEHNOMUS XV: New technologies and products in machine manufacturing technologies" (Румунія, м. Сучава, 2009 р.); Міжнародній конференції "The Seventh international congress in material science and engineering" (Румунія, м. Яси, 2009 р.); XI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика" (Мелітополь, 2010 р.); щорічних обласних науково-технічних конференціях ВДТУ-ВНТУ 2002-2010 рр.; наукових семінарах кафедри технології та автоматизації машинобудування ВНТУ (2002-2010 рр.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи опубліковані у 21 науковій праці, з них 11 статей в фахових наукових виданнях з переліку ВАК України; 4 тези доповідей; 5 статей у наукових виданнях Румунії; 1 патент України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, додатків та списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації становить 248 сторінок, з них 150 основної частини, 92 рисунки, 39 таблиць, список використаних джерел містить 178 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, висвітлено її зв'язок з державними науковими програмами, планами і науково-дослідними роботами кафедри технології та автоматизації машинобудування, сформульовано мету та завдання дослідження, визначено об'єкт і предмет дослідження, викладено наукову новизну, практичне значення одержаних результатів та особистий внесок здобувача, наведені відомості про публікації та апробацію результатів роботи, а також про структуру та обсяг дисертації.

У першому розділі проведено аналітичний огляд тенденцій розвитку і сучасного технічного рівня систем керування регульованих АПН, розглянуті відомі схеми та конструкції регуляторів подачі, що представлені зарубіжними і вітчизняними виробниками.

На основі аналізу вітчизняних та іноземних літературних джерел встановлено, що продовжується інтенсивний пошук шляхів реалізації режимів енергозбереження, підвищення швидкодії, точності, керованості і розширення функціональних можливостей гідроприводу разом з забезпеченням необхідних параметрів на основі вдосконалення систем керування регульованих АПН, а також сформульовано основні технічні і функціональні вимоги до регуляторів подачі насосів.

На основі порівняння відомих схем та конструкцій регуляторів подачі встановлено, що їх характерним недоліком, особливо вітчизняного виробництва, є погіршені статичні та динамічні характеристики регульованого АПН в різних режимах роботи, складність конструкції, великі габаритні розміри і маса. Також встановлено, що найбільш раціональною для використання в гідроприводах мобільних робочих машин є схема КРП, який забезпечує режими стабілізації подачі та постійної потужності регульованого АПН.

Визначена актуальна задача забезпечення у режимах стабілізації подачі та постійної потужності регульованого АПН необхідних статичних і динамічних характеристик, зокрема похибки стабілізації подачі робочої рідини δ , часу регулювання t_p та перерегулювання за тиском σ .

Основи проектування об'ємних гідромашин та їх систем керування закладені в роботах відомих вчених Башти Т. М., Брона Л. С., Коробочкіна Б. Л., Кулагіна А. В., Попова Д. Н., Прокоф'єва В. Н., Тартаковського Ж. Е., Фролова К. В., Цуханової Е. А. та ін. В роботах цих авторів також наведені особливості перетікання рідини через профільовані робочі вікна і основи їх розрахунку. Зазначається, що профілюванням робочих вікон регульовальних елементів можна визначати характер процесів в гідроприводі, впливати на статичну характеристику регульованого насоса і оптимальне в кожному окремому випадку профілювання потрібно вибирати у відповідності з умовами застосування.

Дослідженню робочих процесів в системах керування регульованих насосів і їх математичному моделюванню присвячені роботи Бочарова В. П., Буреннікова Ю. А., Губарева О. П., Ісковича-Лотоцького Р. Д., Зайченка І. З., Зайончковського Г. Й., Козлова Л. Г., Лещенка В. А., Лур'є З. Я., Ніколенка І. В., Немировського І. А., Струтинського В. Б., Узунова О. В., Яхна О. М. та ін.

В результаті проведеного огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку систем керування регульованих АПН та їх регуляторів подачі сформульовані мета та завдання дослідження.

У другому розділі наведено розроблену схему системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП (рис. 1), новизна якої захищена патентом України на корисну модель № 48277. За розробленою схемою створено математичну модель системи керування регульованого АПН з КРП, який забезпечує режим стабілізації подачі і режим постійної потужності регульованого АПН.

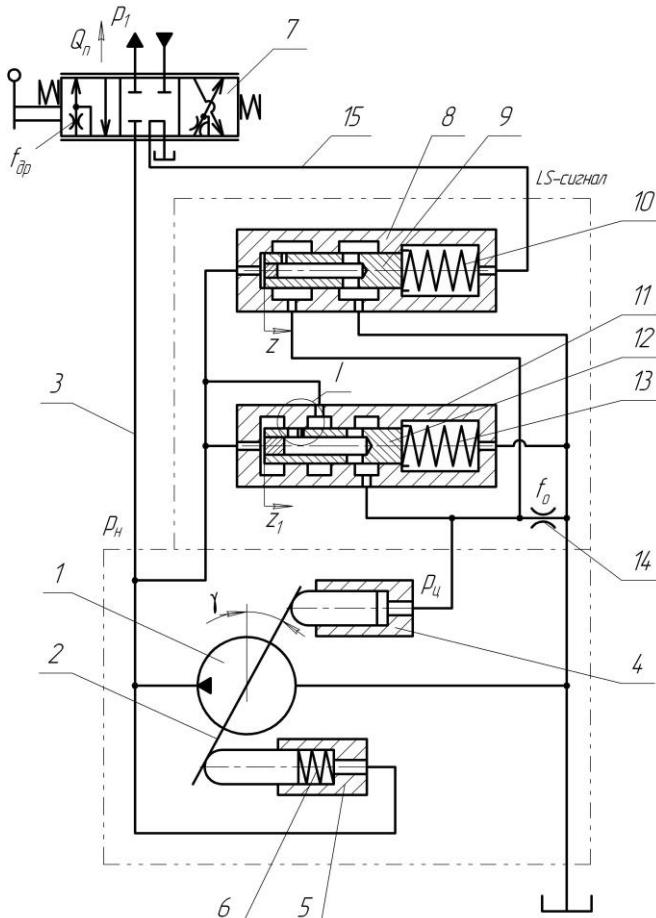


Рис. 1. Схема системи керування регульованого АПН з КРП

Схема містить регульований АПН 1, пропорційний розподільник 7 з пристроєм відстеження тиску навантаження споживачів (LS-сигналу), регулятор подачі 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 і 15 та забезпечує режим стабілізації подачі АПН, керуючи потоком, що надходить з гідролінії 3 в циліндр керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів 4, 5 і пружини 6. На зливі з циліндра керування 4 встановлений дросель 14. Регулятор потужності 11 з золотником 12 і пружиною 13 змінює робочий об'єм насоса за робочим тиском таким чином, що забезпечується режим постійної потужності АПН.

Система керування працює таким чином. При відключених споживачах лінія керування 15 регулятора з'єднується зі зливом, тиск в ній практично відсутній. Потік, створений насосом, переміщує золотник 9 вправо, стискаючи пружину 10, і потрапляє в циліндр керування 4. Створений в циліндрі тиск $p_{ц}$ перемістить планшайбу таким чином, що потік насоса буде мінімальним і компенсуватиме тільки витоки в системі керування і гідроприводі.

В усталеному робочому режимі тиски p_H і p_1 , а також зусилля пружини 10, впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск $p_{ц}$ в циліндрі 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_H в циліндрі 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний

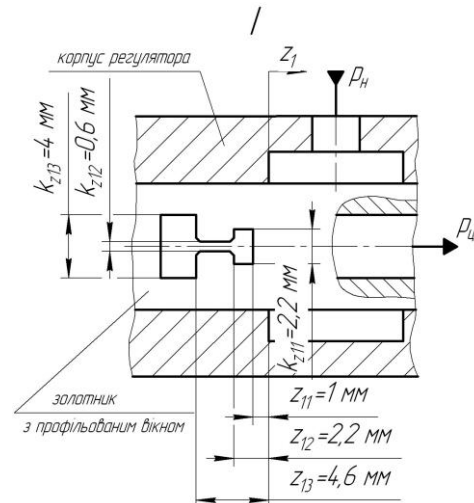


Рис. 2. Профільоване вікно золотника КРП

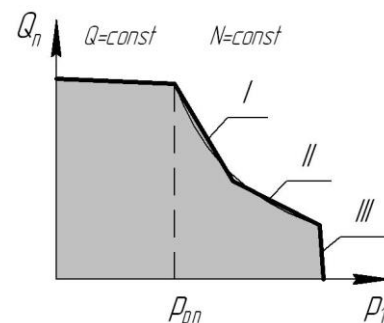


Рис. 3. Статична характеристика регульованого АПН

перепад тиску $\Delta p_{LS} = p_H - p_1$ на робочому вікні пропорційного розподільника 7. Будь-яка зміна Δp_{LS} зумовлює відповідну зміну кута нахилу γ , спрямовану у бік зменшення помилки.

При значному збільшенні величини тиску p_H спрацьовує регулятор потужності 11. Підвищення тиску p_H , що діє на лівий торець золотника 12, зміщує останній вправо, стискає пружину 13 і відкриває профільоване робоче вікно золотника (рис. 2), яке визначає потік $Q_{Ц1}$ до циліндра керування 4 в залежності від координати z_1 переміщення золотника. В циліндрі керування 4 створюється тиск $p_{Ц}$, який визначає кут нахилу γ планшайби 2 насоса і змінює робочий об'єм насоса за тиском таким чином, що забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса і, тим самим, забезпечується стабільність приводної потужності.

Графік статичної характеристики АПН з КРП показаний на рис. 3. Наявність профільованого вікна в золотнику 12 регулятора потужності 11 (рис. 2) і відповідно змінного коефіцієнта підсилення вікна золотника k_{z1} в залежності від переміщення золотника z_1 , забезпечує на статичній характеристиці дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, що характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується відкриттям робочого вікна золотника регулятора потужності з коефіцієнтом підсилення k_{z11} при переміщенні золотника $z_{11} < z_1 \leq z_{12}$. Ділянка II при переміщенні z_1 більше z_{12} забезпечується одночасним відкриттям робочого вікна величиною $f_1(z_1) = (z_{12} - z_{11}) \cdot k_{z11}$ і відкриттям робочого вікна з коефіцієнтом підсилення k_{z12} . Обмеження максимального тиску здійснюється за рахунок k_{z13} при переміщенні z_1 більше z_{13} (ділянка III).

Площа профільованого робочого вікна золотника 12 в залежності від координати переміщення золотника z_1 визначається залежністю:

$$f_1(z_1) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, & \text{якщо } 0 \leq z_1 \leq z_{11}; \\ k_{z11}(z_1 - z_{11}), & \text{якщо } z_{11} < z_1 \leq z_{12}; \\ k_{z11}(z_{12} - z_{11}) + k_{z12}(z_1 - z_{12}), & \text{якщо } z_{12} < z_1 \leq z_{13}; \\ k_{z11}(z_{12} - z_{11}) + k_{z12}(z_{13} - z_{12}) + k_{z13}(z_1 - z_{13}), & \text{якщо } z_1 > z_{13}, \end{cases} \quad (1)$$

де відкриття величиною $0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ при позитивному перекритті профільованого вікна враховує перетікання робочої рідини в зазор між золотником і корпусом регулятора.

Математична модель системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП розроблена за таких припущень: параметри елементів системи керування зосереджені; об'єм гідроліній системи керування за час перехідного процесу не змінюється; довжини гідроліній системи керування відносно малі, тому хвильові процеси не враховуються; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режим течії робочої рідини в системі керування безкавітаційний; втрати тиску в гідролініях системи керування не враховуються, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах; гідродинамічні сили на золотниках КРП не враховуються, оскільки потоки через робочі вікна золотників незначні; коефіцієнт податливості робочої рідини та гідроліній враховувався як величина, залежна від тиску (рівняння (8)).

Математична модель системи керування регульованого АПН включає рівняння нерозривності потоків (2), (6); рівняння моментів, що діють на планшайбу регульованого АПН (3); рівняння сил, що діють на золотники КРП (4-5), рівняння (7) залежності площі робочого вікна золотника 9 і рівняння (1) залежності площі профільованого робочого вікна золотника 12, а також уточнені, отримані експериментально залежності (9-10).

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma = \mu \cdot f_{op} \cdot \sqrt{\frac{2|p_H - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_1) +$$

$$+ \mu \cdot f(z) \cdot \sqrt{\frac{2|p_H - p_{II}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + Q_{II1}(p_H, p_{II}, z_1) + \beta(p) \cdot W_H \cdot \frac{dp_H}{dt}; \quad (2)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot \ell - p_{II} \cdot F_4 \cdot \ell + M_C(p_H, Q_n, t^0) - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (3)$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_H \frac{\pi d_p^2}{4} - p_1 \frac{\pi d_p^2}{4} - c_p(z_p + z) - b_p \frac{dz}{dt} - T_p \cdot \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}; \quad (4)$$

$$m_{p1} \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_H \frac{\pi d_{p1}^2}{4} - c_{p1}(z_{p1} + z_1) - b_{p1} \frac{dz_1}{dt} - T_{p1} \cdot \operatorname{sign} \frac{dz_1}{dt}; \quad (5)$$

$$\mu \cdot f(z) \cdot \sqrt{\frac{2|p_H - p_{II}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + Q_{II1}(p_H, p_{II}, z_1) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_{II}}{\rho}} + \beta(p) \cdot W_{II} \cdot \frac{dp_{II}}{dt}; \quad (6)$$

$$f(z) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, & \text{якщо } 0 \leq z \leq (1,0 \cdot 10^{-3}) \text{ м}, \\ k_z \cdot z, & \text{якщо } (1,0 \cdot 10^{-3}) < z \leq (10 \cdot 10^{-3}) \text{ м}; \end{cases} \quad (7)$$

$$\beta = \begin{cases} (1 - 0,03 \cdot p) \cdot 2 \cdot 10^{-9}, & \text{якщо } 0,3 \leq p \leq 3 \text{ МПа}, \\ 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 / \text{Н}, & \text{якщо } p > 3 \text{ МПа}. \end{cases} \quad (8)$$

В рівняннях (1-8) використані такі позначення: p_H – тиск на виході насоса; p_{II} – тиск в циліндрі керування 4 положенням планшайби насоса; p_1 – тиск навантаження; Q_n – подача до виконавчого гідродвигуна; $Q_{II1}(p_H, p_{II}, z_1)$ – витрата через профільоване робоче вікно золотника 12; γ – кут повороту планшайби насоса; z, z_1 – координати переміщення золотників; площі робочих вікон: f_{op} – пропорційного розподільника 7; f_0 – дроселя 14 в зливній гідролінії; $f(z)$ – золотника 9, $f_1(z_1)$ – золотника 12 з профільованим вікном; k_z – коефіцієнт підсилення вікна золотника 9; $k_{z11}, k_{z12}, k_{z13}$ – коефіцієнти підсилення профільованого вікна золотника 12; F_4, F_5 – площі циліндрів керування; I – момент інерції планшайби насоса; d_7 – діаметр поршнів насоса; d_8 – діаметр розміщення поршнів в роторі насоса; k_1 – кількість поршнів насоса; n – частота обертання вала насоса; ℓ – плече дії циліндрів керування на планшайбу насоса; $M_C(p_H, Q_n, t^0)$ – момент опору планшайби насоса; m_p, m_{p1} – маси золотників; d_p, d_{p1} – діаметри золотників; c_p, c_{p1} – жорсткість пружин золотників; z_p, z_{p1} – початкове стиснення пружин золотників; T_p, T_{p1} – сили сухого тертя золотників; b_p, b_{p1}, b_γ – коефіцієнти демпфування золотників і планшайби насоса; $\beta(p)$ – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію робочої рідини та гідролінії; W_H, W_{II} – об'єми гідроліній у відповідних частинах системи керування; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; t^0 – температура робочої рідини та ін.

Для визначення числових значень параметрів профільованого вікна золотника, які забезпечують режим постійної потужності регульованого АПН, створено методику, що розв'язує записані в статичному режимі рівняння (1-3), (5-6) і (8-9) математичної моделі відносно коефіцієнтів підсилення вікна золотника $k_{z11}, k_{z12}, k_{z13}$ при тисках p_H , що відповідають координатам переміщення золотника z_{11}, z_{12}, z_{13} (рис. 2). Числові значення

параметрів профільованого вікна золотника КРП визначені для регульованого АПН Rexroth A10VS0 з максимальним робочим об'ємом 45 см^3 , який використаний для проведення експериментальних досліджень.

Розв'язання системи рівнянь математичної моделі виконувалось за допомогою програмного пакета MatLab Simulink.

У третьому розділі розглянуті результати математичного моделювання процесів, що відбуваються у системі керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП. Визначено параметри системи керування, що впливають на її статичні, динамічні та енергетичні характеристики. Проведено оптимізацію конструктивних параметрів КРП на основі удосконаленого критерію оптимізації, що комплексно враховує характеристики системи керування в різних режимах роботи.

При дослідженні математичної моделі отримані перехідні процеси змінних, що описують стан системи керування – тисків p_H і $p_{Ц}$, кута повороту планшайби насоса γ і

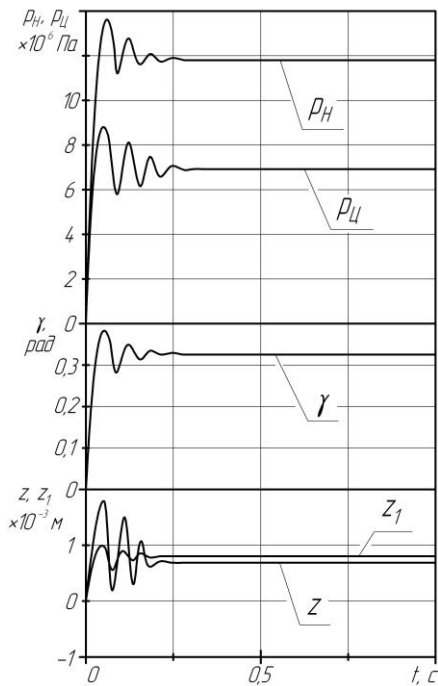


Рис. 4. Перехідні процеси змінних стану системи

координат переміщення золотників z , z_1 (рис. 4). За видом перехідних процесів, отриманих математичним моделюванням, досліджено стійкість і визначені показники якості перехідного процесу змінних стану системи як в режимі стабілізації подачі, так і в режимі постійної потужності. При автоматичній зміні подачі регульованого АПН комбінований регулятор подачі суттєво впливає на динамічні процеси в системі керування. Встановлено, що стійкість системи керування в режимах стабілізації подачі та постійної потужності забезпечується вибором конструктивних параметрів КРП: діаметром золотників $d_p=(6...8)\cdot 10^{-3}$ м, $d_{p1}=(6...8)\cdot 10^{-3}$ м, коефіцієнтами підсилення вікон золотників $k_z=(1,5...4,0)\cdot 10^{-3}$ м, $k_{z1}=(0,5...2,5)\cdot 10^{-3}$ м і провідністю дроселя $f_0=(0,8...1,2)\cdot 10^{-6}$ м².

Встановлено гіперболічний характер залежності часу регулювання t_p , коливальності k та перерегулювання σ за тиском від жорсткості c_{p1} пружини золотника з профільованим вікном (рис. 5). Це дозволяє в системі керування регульованого АПН з КРП в режимі постійної потужності забезпечити за рахунок

$c_{p1}=6,7\cdot 10^4$ Н/м час регулювання $t_p < 0,3$ с та перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$.

Дослідження гідравлічного ККД системи керування свідчать, що його підвищення можливе за рахунок зменшення перепаду тиску Δp_{LS} на золотнику регулятора подачі, що, в свою чергу, супроводжується підвищенням похибки стабілізації подачі δ до гідродвигуна. Встановлено, що компенсувати зазначений негативний вплив зменшення Δp_{LS} на δ можна шляхом відповідного вибору конструктивних параметрів комбінованого регулятора (рис. 6): діаметром золотника $d_p=(6...8)\cdot 10^{-3}$ м, жорсткістю пружини $c_p=(1,0...4,0)\cdot 10^4$

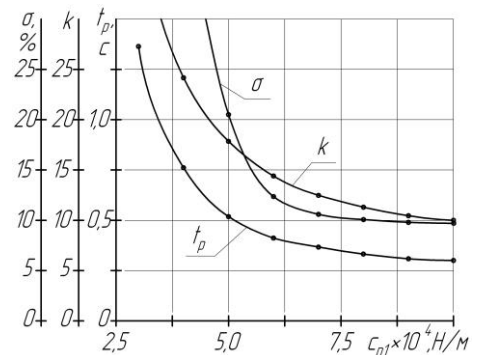


Рис. 5. Вплив жорсткості пружини c_{p1} золотника на динамічні характеристики

Н/м і коефіцієнтом підсилення вікна золотника $k_z=(1,5...4,0)\cdot 10^{-3}$ м, які забезпечують похибку стабілізації подачі $\delta \leq 5,2\%$ при значенні перепаду тиску на золотнику $\Delta p_{LS}=(0,9...2,0)$ МПа.

В процесі оптимізації конструкції КРП визначено послідовність 27 комбінацій параметрів d_p , c_p , f_0 в режимі стабілізації подачі АПН і послідовність 27 комбінацій параметрів d_{p1} , c_{p1} , f_0 в режимі постійної потужності АПН, а також відповідні значення характеристик системи керування. Найкращими визнано комбінації № 11 і № 24 для відповідних режимів, що показані у таблиці 1.

Таблиця 1

Результати розрахунків найкращої сукупності параметрів оптимізації

Параметри оптимізації			Показники критерію оптимізації				№ досліду
Режим стабілізації подачі							
d_p , м	c_p , Н/м	f_0 , м ²	стійкість	δ , %	t_p , с	σ , %	11
$8 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^4$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	+	3,2	0,16	9,4	
Режим постійної потужності							
d_{p1} , м	c_{p1} , Н/м	f_0 , м ²	стійкість	-	t_p , с	σ , %	24
$8 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^4$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	+	-	0,21	12,8	

Примітка. “+” – система стійка; “-” – система нестійка.

Отримані параметри КРП забезпечують стійку роботу системи керування, а також задовольняють вимоги до статичних і динамічних характеристик системи керування у різних режимах роботи.

У четвертому розділі описані експериментальні дослідження системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП. Метою експериментальних досліджень є підтвердження дієздатності розробленої схеми та конструкції КРП, визначення характеристик досліджуваної системи керування АПН та її елементів, а також підтвердження адекватності розробленої математичної моделі і прийнятих припущень.

Для досягнення поставленої мети розроблені дослідний зразок КРП та експериментальний стенд, описана методика експериментальних досліджень, вимірювальні прилади та реєструвальна апаратура, отримані перехідні процеси в системі керування, визначені статичні та динамічні характеристики, проведено порівняння результатів аналітичних та експериментальних досліджень.

Фото дослідного зразка КРП разом із регульованим АПН показано на рис. 7, схема КРП – на рис. 8. Дослідний зразок КРП складається з перехідної плити 1, регулятора подачі 2 і регулятора потужності 3.

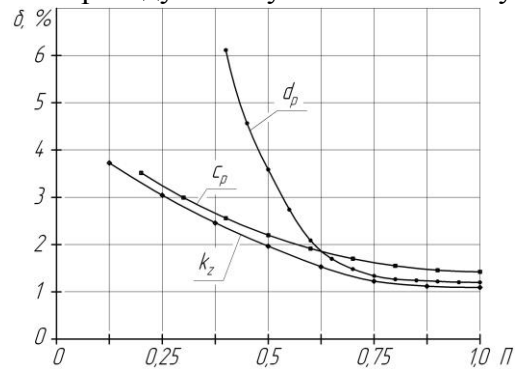


Рис. 6. Вплив конструктивних параметрів КРП на похибку стабілізації подачі δ

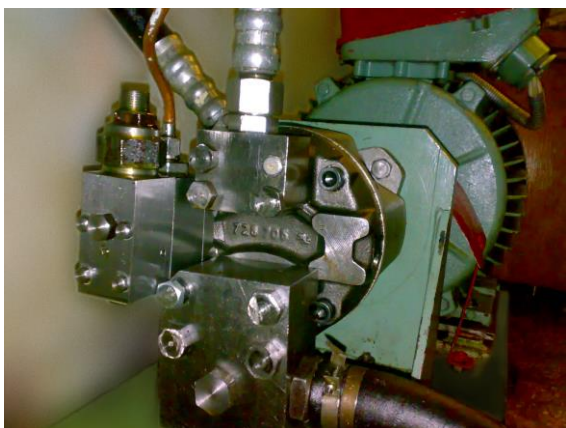


Рис. 7. Загальний вигляд дослідного зразка КРП разом із регульованим АПН

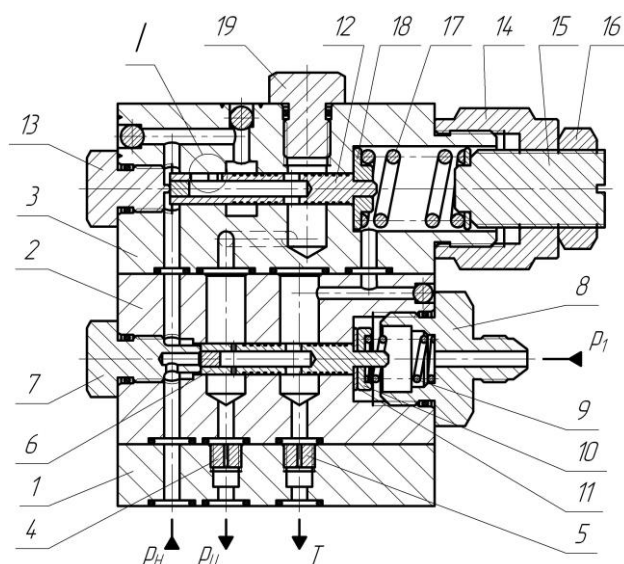


Рис. 8. Схема дослідного зразка КРП

Регулятор подачі 2 містить золотник 6, який фіксується в ньому з однієї сторони за допомогою пробки 7, а з іншої – перехідника 8 з пружиною 9, яка притискається до сідла 10 з компенсаційними шайбами 11.

Регулятор потужності 3 містить золотник 12 з профільованим вікном (рис. 2), який фіксується в корпусі регулятора з однієї сторони за допомогою пробки упорної 13, а з іншої – гайки накладної 14 з гвинтом регульовальним 15 і пружиною 17, яка притискається до сідла 18. Гвинтом регульовальним 15, що контрється гайкою 16, можна регулювати величину попереднього стиснення пружини 17 і тим самим налаштовувати регулятор на відповідну потужність. Перехідна плита 1 приєднується безпосередньо до корпусу АПН і містить два дроселі 4 і 5.

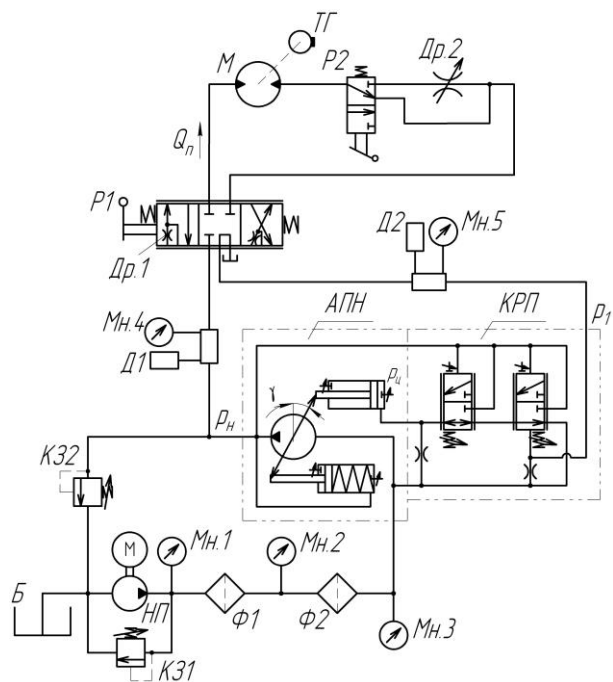


Рис. 9. Схема експериментального стану

У процесі виконання експериментальних досліджень для вимірювання досліджуваних характеристик застосовувались манометри Мн.1-Мн.5 при статичних режимах навантаження та тензометричні датчики Д1 і Д2 при динамічних режимах навантаження. Частота обертання вала гідромотора вимірювалась за допомогою тахогенератора постійного струму ТГ. Експериментальний стенд оснащений АЦП, що дозволяє реєструвати та обробляти сигнали від датчиків в програмному середовищі PowerGraf 3.1 (demo) на персональному комп'ютері.

Для створення адекватної математичної моделі системи керування регульованого АПН в результаті експериментальних досліджень засобами математичного планування експерименту визначено і враховано залежність моменту опору планшайби регульованого АПН (рівняння 9), а також залежність витрати через профільоване робоче вікно золотника

КРП
(рівняння 10).

$$M_c = 28,39 - 7,42 \frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} - 7,64 \frac{Q_n - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} - 2,99 \frac{t^0 - 40}{20} - 6,64 \left(\frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{Q_n - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} \right); \quad (9)$$

$$Q_{ц1} = 0,61 \cdot 10^{-3} + 0,23 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_H - 11 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6} \right) - 0,10 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_{ц} - 3 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6} \right) + 0,56 \cdot 10^{-3} \left(\frac{z_1 - 1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} \right) + 0,21 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_H - 11 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{z_1 - 1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} \right) + 0,10 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p_{ц} - 3 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{z_1 - 1,6 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} \right). \quad (10)$$

Рівняння (10) справедливе для переміщення золотника $(1 < z_1 \leq 2,2) \cdot 10^{-3}$ м, яке забезпечує I ділянку статичної характеристики регульованого АПН в режимі постійної потужності (рис. 3). Аналогічно визначено залежності $Q_{ц1}(p_H, p_{ц}, z_1)$ при переміщеннях золотника, що забезпечують II і III ділянки статичної характеристики регульованого АПН.

Експериментально отримані осцилограми перехідних процесів в системі керування регульованого АПН дали змогу визначити, що при стрибкоподібній зміні тиску навантаження p_1 час регулювання t_p знаходиться в межах до 0,3 с, перегулювання за тиском $\sigma < 30\%$ (рис. 10), що відповідає висунутим вимогам та розрахункам за математичною моделлю.

Експериментально отримана статична характеристика АПН з КРП в режимі стабілізації подачі (рис. 11) і в режимі постійної потужності (рис. 12).

Порівняння експериментально отриманих та розрахованих статичних характеристик, перехідних процесів і визначених залежностей в системі керування регульованого АПН в режимах стабілізації подачі та постійної потужності підтверджують адекватність розробленої математичної моделі за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

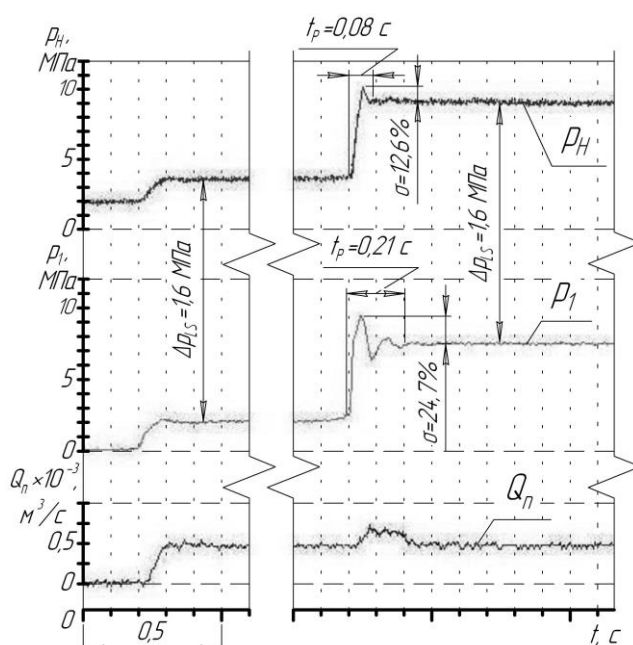


Рис. 10. Осцилограма перехідного процесу при: $c_p = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м;
 $z_p = 2,7 \cdot 10^{-3}$ м та $f_0 = 1,0 \cdot 10^6$ м²

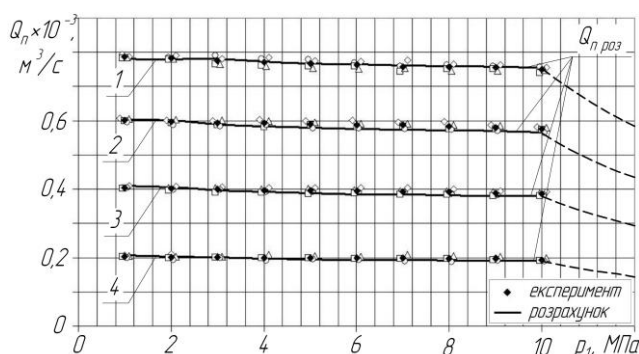


Рис. 11. Статична характеристика АПН в режимі стабілізації подачі

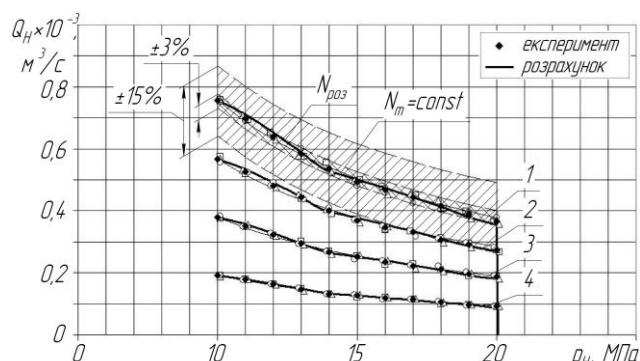


Рис. 12. Статична характеристика АПН в режимі постійної потужності

Експериментальними дослідженнями підтверджено дієздатність розробленої схеми та конструкції, а також визначено технічні характеристики дослідного зразка КРП.

Технічна характеристика дослідного зразка КРП

Діапазон робочих об'ємів аксіально-поршневих насосів	28-100 см ³
Тиск спрацьовування регулятора потужності	10-20 МПа
Максимальний тиск	25 МПа
Час збільшення встановленої подачі при зміні тиску від 2 до 12 МПа	≤120 мс
Перепад тиску на золотнику регулятора подачі	0,9-2,0 МПа
Витрата робочої рідини на керування	(5,0-9,2) · 10 ⁻⁵ м ³ /с
Похибка стабілізації подачі в режимі стабілізації подачі	≤5,2%
Точність встановлення заданого значення потужності	±5%
Точність підтримання встановленого значення потужності	±3%
Габаритні розміри регулятора	42×82×104 мм
Маса, не більше	2,6 кг

У п'ятому розділі розглянуто схему реверсивного гідроприводу обертання змішувального барабана, що використовується на автобетонозмішувачі (АБЗ) марки "TIGARBO".

Вдосконалена схема гідроприводу обертання змішувального барабана, побудована на базі регульованого АПН з КРП, забезпечує стабілізацію подачі насоса незалежно від зміни частоти обертання приводного валу насоса і (або) робочого тиску, а також забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності. Таким чином, використання системи керування регульованого АПН з КРП:

- покращує керуваність АБЗ, оскільки дозволяє водію не відволікатися, слідкуючи за обертами змішувального барабана в різних режимах роботи двигуна шасі;
- забезпечує стабільність швидкості обертання завантаженого змішувального барабана при транспортуванні бетонної суміші і покращує процес приготування якісної бетонної суміші;
- при роботі насоса в режимі постійної потужності обмежує потужність, яка відбирається від основного двигуна шасі для приводу обертання змішувального барабана, і забезпечує захист двигуна від перенавантажень;
- зменшує витрати на комплектацію приводу обертання змішувального барабана за рахунок відсутності додаткових витрат на придбання укомплектованого автономного дизельного двигуна.

Очікуваний економічний ефект, визначений на основі розрахунку собівартості приводу обертання змішувального барабана, складає 26000 грн. для однієї машини АБЗ марки "TIGARBO".

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі отримано новий розв'язок актуальної науково-технічної задачі – створення системи керування регульованого АПН з покращеними статичними та динамічними характеристиками в режимах стабілізації подачі та постійної потужності за рахунок використання комбінованого регулятора подачі з профільованим вікном золотника на основі теоретичного та експериментального дослідження процесів в системі керування та їх комп'ютерного моделювання.

Основні наукові положення та практичні результати, отримані в роботі.

1. На основі аналізу вітчизняних та іноземних літературних джерел встановлено, що розширення функціональних можливостей гідроприводу, реалізація режимів енергозбереження і оптимальне використання потужності приводного двигуна при виконанні виробничих процесів можливе за рахунок використання системи керування регульованого насоса з вдосконаленим регулятором подачі; а також сформульовано основні технічні і функціональні вимоги до регуляторів подачі регульованих насосів.

2. Розроблено нову схему системи керування регульованого АПН з КРП, яка забезпечує статичну характеристику АПН в режимі стабілізації подачі та статичну характеристику гіперболічного типу в режимі постійної потужності за рахунок форми профільованого вікна золотника регулятора.

3. Математична модель, що розроблена з врахуванням експериментально отриманих залежностей моменту опору планшайби насоса та витрати через профільоване робоче вікно золотника, забезпечує адекватність моделювання процесів у системі керування регульованого АПН з КРП за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

4. Створено методику визначення параметрів профільованого вікна золотника КРП. Для регульованого АПН Rexroth A10VS0 з максимальним робочим об'ємом 45 см^3 розраховані коефіцієнти підсилення вікна золотника $k_{z11} = 2,2 \text{ мм}$, $k_{z12} = 0,6 \text{ мм}$ і $k_{z13} = 4,0 \text{ мм}$, що забезпечують режим постійної потужності.

5. На основі математичного моделювання системи керування регульованого АПН з КРП встановлено, що стійкість роботи, час регулювання $t_p < 0,3 \text{ с}$ і перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$ у режимах стабілізації подачі та постійної потужності забезпечуються параметрами КРП – діаметром золотників $d_p = (6 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $d_{p1} = (6 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, коефіцієнтами підсилення вікон золотників $k_z = (1,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $k_{z1} = (0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ і провідністю дроселя на зливні з циліндра керування положенням планшайби насоса $f_0 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

6. На основі математичного моделювання визначено гіперболічний характер залежності часу регулювання t_p , коливальності k та перерегулювання σ за тиском від жорсткості c_{p1} пружини золотника з профільованим вікном, що у системі керування регульованого АПН з КРП в режимі постійної потужності дозволяє забезпечити за рахунок $c_{p1} = 6,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ час регулювання $t_p < 0,3 \text{ с}$, перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$.

7. Математичним моделюванням досліджено енергетичні характеристики системи керування регульованого АПН і встановлено діаметр золотника $d_p = (6 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, жорсткість пружини $c_p = (1,0 \dots 4,0) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ та коефіцієнт підсилення вікна золотника $k_z = (1,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, які забезпечують в режимі стабілізації подачі похибку стабілізації $\delta \leq 5,2\%$ при значенні керівного перепаду тиску на золотнику $\Delta p_{LS} = (0,9 \dots 2,0) \text{ МПа}$.

8. На основі удосконаленого критерію оптимізації, що комплексно враховує статичні та динамічні характеристики системи керування регульованого АПН в режимах стабілізації

подачі та постійної потужності, методом ЛП-пошуку знайдено оптимальну сукупність конструктивних параметрів комбінованого регулятора $d_p=8\cdot 10^{-3}$ м; $d_{p1}=8\cdot 10^{-3}$ м; $c_p=1,5\cdot 10^4$ Н/м; $c_{p1}=6,7\cdot 10^4$ Н/м; $f_0=1,0\cdot 10^{-6}$ м², при якій в режимі стабілізації подачі забезпечується стійка робота системи керування, похибка стабілізації подачі $\delta=3,2\%$, час регулювання $t_p=0,16$ с, перерегулювання за тиском $\sigma=9,4\%$, в режимі постійної потужності – стійка робота системи керування з $t_p=0,21$ с, $\sigma=12,8\%$.

9. З урахуванням результатів оптимізації розроблено дослідний зразок КРП з профільованим вікном золотника, який, у порівнянні з регуляторами потужності вітчизняного виробництва (ВАТ "Харківський завод Гідропривод", Одеського ЗАТ "Будгідравліка"), забезпечує підвищені точність встановлення заданого значення потужності $\pm 5\%$ ($\pm 10\%$ у відомих регуляторах) і точність підтримання встановленого значення потужності $\pm 3\%$ ($\pm 15\%$ у відомих регуляторах). В режимі стабілізації подачі КРП забезпечує похибку стабілізації подачі регульованого АПН $\delta \leq 5,2\%$, в усіх режимах роботи система керування характеризується стійкою роботою з часом регулювання $t_p < 0,3$ с і перерегулюванням за тиском $\sigma < 30\%$, що відповідає характеристикам комбінованого регулятора фірми Parker, у якого режим постійної потужності забезпечується золотником з двома пружинами. Відсутність необхідності використання двох пружин у розробленому КРП забезпечує спрощення конструкції останнього, зменшення габаритних розмірів і маси.

10. Розроблено схему реверсивного гідроприводу обертання змішувального барабана автобетонозмішувача, яка базується на регульованому АПН з профільованим вікном золотника КРП і характеризується покращеними техніко-економічними показниками. Запропонована схема гідроприводу обертання змішувального барабана впроваджена на підприємстві "45 Експериментальному механічному заводі" (м. Вінниця). Розрахований на основі собівартості очікуваний економічний ефект від впровадження системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника КРП в гідроприводі обертання змішувального барабана складає 26000 грн. для однієї машини автобетонозмішувача марки "TIGARBO". Окремі результати дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес у Вінницькому національному технічному університеті.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Буренніков Ю. А. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2004. – № 5. – С. 88–92.
2. Буренніков Ю. А. Моделювання системи керування насосом змінної продуктивності за допомогою програмного пакета MATLAB Simulink / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – 2006. – № 1(5). – С. 89–93.
3. Буренніков Ю. А. Дослідження стійкості гідроприводу з насосом змінної продуктивності / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – 2006. – № 3(7). – С. 30–35.
4. Буренніков Ю. А. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 6. – С. 211–217.
5. Буренніков Ю. А. Математичне моделювання системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, О. В. Петров,

Д. О. Лозінський // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3(109). Частина 1. – С. 20–26.

6. Буренніков Ю. А. Про можливість зменшення гідравлічних втрат в системі керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності [Електронний ресурс] / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. Електронне наукове фахове видання – 2007. – Випуск № 1. – Режим доступу до журн.: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2007-1/ukr/07byawvp.pdf>.

7. Буренніков Ю. А. Експериментальний стенд для дослідження характеристик гідроприводу з насосом змінної продуктивності / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 4(18). – С. 79–82.

8. Буренніков Ю. А. Динаміка системи керування регульованим насосом з автоматичним регулятором подачі / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Луцьк, 2009. – Випуск 25, частина II. – С. 26–30.

9. Буренніков Ю. А. Автоматична система керування регульованим насосом / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2009. – № 3. – С. 134–141.

10. Буренніков Ю. А. Система керування аксіально-поршневого насоса і дослідний зразок автоматичного комбінованого регулятора / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2009. – № 5. – С. 122–126.

11. Репінський С. В. Визначення моменту опору планшайби аксіально-поршневого насоса засобами математичного планування експерименту / С. В. Репінський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2009. – № 5. – С. 46–51.

12. Пат. 48277 UA, МПК₈ F04B 1/26 Система керування регульованим насосом / Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В.; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет Міністерства освіти і науки України. – № u200909893 ; заявл. 28.09.2009 ; опубл. 10.03.2010, Бюл. № 5.

АНОТАЦІЯ

Репінський С. В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Вінницький національний технічний університет, Вінниця – 2011.

Дисертація присвячена розв'язанню наукової задачі створення системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса (АПН) з покращеними статичними та динамічними характеристиками в різних режимах роботи за рахунок використання вдосконаленого регулятора подачі.

На основі аналізу відомих схем і конструкцій регуляторів подачі, а також сформульованих вимог до регуляторів подачі розроблено нову схему системи керування регульованого АПН з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі, що забезпечує роботу насоса в режимах стабілізації подачі та постійної потужності.

Розроблено розрахункову схему та математичну модель системи керування. Дослідження процесів у системі керування за допомогою математичної моделі виконані в програмному середовищі MatLab Simulink. Проведено оптимізацію конструктивних параметрів комбінованого регулятора подачі. Адекватність математичної моделі та прийнятих припущень підтверджено експериментально. З урахуванням результатів оптимізації розроблено конструкцію комбінованого регулятора подачі та на його основі схему гідроприводу обертання змішувального барабана автобетонозмішувача.

Ключові слова: система керування, аксіально-поршневий регульований насос, комбінований регулятор подачі, профільоване вікно, статичні характеристики, динамічні характеристики.

АННОТАЦИЯ

Репинский С. В. Система управления аксиально-поршневого регулируемого насоса с профилированным окном золотника комбинированного регулятора подачи. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Винницкий национальный технический университет, Винница – 2011.

Диссертация посвящена решению научной задачи создания системы управления аксиально-поршневого регулируемого насоса (АПН) с улучшенными статическими и динамическими характеристиками в разных режимах работы за счет использования усовершенствованного регулятора подачи.

В результате проведенного обзора тенденций развития и современного технического уровня систем управления регулируемых насосов сформулированы основные технические и функциональные требования, выдвигаемые к регуляторам подачи. При сравнении известных схем и конструкций регуляторов подачи установлено, что их характерным недостатком, особенно отечественного производства, есть ухудшенные статические и динамические характеристики регулируемого насоса в разных режимах, сложность конструкции, большие габаритные размеры и масса. Обнаружено, что наиболее рациональной для использования в гидроприводах рабочих машинах есть новая схема системы управления регулируемого АПН с комбинированным регулятором подачи, которая обеспечивает статическую характеристику АПН в режиме стабилизации подачи и статическую характеристику гиперболического типа в режиме постоянной мощности за счет формы профилированного окна золотника регулятора. Новизна разработанной схемы защищена патентом Украины на полезную модель № 48277.

Для исследования процессов в системе управления регулируемого АПН разработана расчетная схема и математическая модель, которая создана с некоторыми предположениями и включает полученные средствами математического планирования эксперимента зависимость момента сопротивления планшайбы регулируемого насоса, а также зависимость расхода рабочей жидкости через профилированное рабочее окно золотника регулятора.

Создана методика определения параметров профилированного окна золотника регулятора, которые обеспечивают режим постоянной мощности. Решение математической модели системы управления выполнено с помощью программы Simulink пакета MatLab, что позволило определить переходные процессы переменных, которые описывают состояние системы управления. В процессе исследований найдена совокупность конструктивных параметров комбинированного регулятора, которые определяют границы устойчивости системы управления, а также закономерности влияния конструктивных параметров на статические и динамические характеристики в режимах стабилизации подачи и постоянной мощности.

На основе усовершенствованного критерия оптимизации, который комплексно учитывает статические и динамические характеристики системы управления в режимах стабилизации подачи и постоянной мощности, методом ЛП-поиска найдена оптимальная совокупность конструктивных параметров комбинированного регулятора подачи.

С учетом результатов оптимизации разработан опытный образец комбинированного регулятора подачи с профилированным окном золотника. Проведенные на экспериментальном стенде исследования подтверждают дееспособность разработанной схемы и конструкции, а также ожидаемые технические характеристики опытного образца комбинированного регулятора. Сравнения экспериментально полученных и рассчитанных статических характеристик, осциллограмм переходных процессов и определенных зависимостей в режимах стабилизации подачи и постоянной мощности подтверждают адекватность разработанной математической модели и принятых предположений.

Разработана схема реверсивного гидропривода вращения смесительного барабана автобетоносмесителя с улучшенными технико-экономическими показателями, которая построена на базе регулируемого АПН с комбинированным регулятором подачи. На основе

расчета себестоимости привода вращения смесительного барабана определен ожидаемый экономический эффект от внедрения разработанной системы управления.

Ключевые слова: система управления, аксиально-поршневой регулируемый насос, комбинированный регулятор подачи, профилированное окно, статические характеристики, динамические характеристики.

ABSTRACT

Repinskiy S.V. Control system of the axial-piston variable pump with a profiled port of the combined capacity regulator spool. – A manuscript.

Thesis for the degree of candidate of sciences on speciality 05.02.02 – Science of machines. – Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia – 2011.

The thesis is devoted to solving the scientific problem of the development of variable axial-piston pump (APP) control system with better static and dynamic characteristics in different operation modes by using an improved capacity regulator.

Proceeding from the analysis of the known capacity regulator circuits and designs as well as formulated requirements to them, a new control system circuit was developed for the variable APP with a profiled port of the combined capacity regulator spool, which provides pump operation in the capacity stabilization and constant power modes.

Design diagram and mathematical model of the control system are elaborated. Processes in the control system were investigated in MatLab Simulink program environment. Optimization of the design parameters of the combined capacity regulator was performed. Adequacy of mathematical model and of the accepted assumptions was verified experimentally. Taking into account the optimization results combined capacity regulator was designed and on its basis a new circuit of the hydraulic drive for rotating a mixing drum of automatic concrete mixer was developed.

Keywords: control system, axial-piston variable pump, combined regulator, profiled port, static characteristics, dynamic characteristics.

Підписано до друку 09.03.2011 р. Формат 29.7×42¼
Наклад 100 прим. Зам. № 2011-074
Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95. Тел.: (0432) 59-81-59