

Вінницький національний технічний університет

Лозінський Дмитро Олександрович

УДК 621.22-226:62-523.3

**ПРОПОРЦІЙНИЙ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗПОДІЛЬНИК  
З НЕЗАЛЕЖНИМ КЕРУВАННЯМ ПОТОКІВ  
ДЛЯ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Вінниця – 2010

Дисертацією є рукопис

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

**Науковий керівник** кандидат технічних наук, доцент  
**Козлов Леонід Геннадійович**,  
Вінницький національний технічний університет,  
декан факультету технології, автоматизації та комп'ютеризації  
машинобудування

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Губарев Олександр Павлович**,  
Національний технічний університет України  
"Київський політехнічний інститут",  
професор кафедри прикладної гідроаеромеханіки і  
механотроніки

доктор технічних наук, доцент  
**Сахно Євгеній Юрійович**,  
Чернігівський державний інститут економіки і управління,  
завідувач кафедри менеджменту і управління проектами

Захист відбудеться «30» квітня 2010 р. о 13.30 годині на засіданні спеціалізованої вченої К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210 ГУК

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

Автореферат розісланий «24» травня 2010 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

О.В. Дерібо

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

### **Актуальність теми**

Мобільні машини на основі гідроприводу (ГП), робота яких потребує точного переміщення робочих органів (РО) та їх фіксації протягом тривалого проміжку часу, застосовуються в багатьох галузях народного господарства – це навантажувачі, екскаватори, гідроманіпулятори та ін.

На сьогоднішній день в Україні ГП даних машин оснащують, переважно, релейними розподільниками з ручним та електрогідравлічним керуванням, які працюють в режимі постійної витрати. Вони відносно надійні та недорогі, проте їх застосування не забезпечує незалежного керування потоками на вході та виході гідродвигуна (ГД), що спричиняє значні втрати енергії.

Застосування в сучасних мобільних машинах пропорційних електрогідравлічних розподільників забезпечує дистанційне, пропорційне керування РО, а підвищення ступеня герметичності порожнин ГД дозволяє уникнути просідання вантажу, що особливо важливо для вантажопідійомних машин на основі ГП, типу навантажувачів.

Незалежне керування потоками ГД дозволяє виконувати робочі операції за рахунок попутного технологічного навантаження (наприклад опускання вантажу за рахунок його накопиченої потенціальної енергії) розвантажуючи насос і перепускаючи рідину під малим тиском в бак, зменшуючи таким чином втрати енергії в ГП.

Роботи, присвячені особливостям проектування та дослідженням пропорційної гідравлічної апаратури з незалежним керуванням потоків для ГП мобільних машин, практично відсутні.

Тому проведення досліджень робочих процесів в електрогідравлічних розподільниках та створення для мобільних машин пропорційних електрогідравлічних розподільників з незалежним керуванням потоків та високим ступенем герметичності порожнин ГД є актуальною науково-технічною задачею.

### **Зв'язок з науковими програмами, планами, темами**

Робота виконувалась на кафедрі технології та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету. Тема роботи відповідає науковому напрямку кафедри. У ВНТУ в науково-дослідній лабораторії «Борекс-гідравліка» в 2007 – 2009 рр. проводились роботи спільно з АТ «Борекс» (Україна) – «Створення крано-маніпуляторної установки на базі гідропривода з пропорційним керуванням» (№1722). В 2005 – 2007 рр. у ВНТУ виконувалась держбюджетна тема «Підвищення деформуємості заготовок шляхом оптимізації параметрів технологічних процесів обробки тиском засобами гідроприводів з програмним керуванням» (№17-Д-286, номер держ. реєстрації 0105U002422). В 2008 – 2009 рр. у ВНТУ виконувалась держбюджетна тема "Підвищення ресурсу пластичності деталі шляхом оптимального управління параметрами процесів засобами гідроприводів з пропорційним керуванням" (№17-Д-303, номер держ. реєстрації 0108U000652).

### **Мета і завдання дослідження**

**Метою роботи** є зменшення енергетичних втрат в ГП мобільної машини за рахунок створення пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

Для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі завдання:

- провести аналіз відомих схем та конструкцій електрогідравлічних розподільників;
- розробити схему пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, високим ступенем герметичності порожнин ГД та варіанти першого каскаду розподільника;
- розробити математичну модель пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, яка включає експериментально отриманні характеристики розподільника;
- дослідити особливості роботи пропорційного електрогідравлічного розподільника з

незалежним керуванням потоків, а також вплив основних конструктивних параметрів на статичні та динамічні характеристики;

- виконати експериментальні дослідження пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, а також перевірити адекватність розроблених математичних моделей та коректність прийнятих припущень;

- на основі проведених досліджень встановити вплив витратних характеристик дросельних елементів першого каскаду розподільника на статичні та динамічні характеристики; розробити критерій оптимізації та виконати оптимізацію пропорційного електрогідравлічного розподільника;

- розробити конструкцію пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків з покращеними статичними та динамічними характеристиками, який забезпечує зменшення енергетичних втрат в ГП мобільної машини;

- розробити схеми гідроприводів мобільних машин на базі пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

**Об'єкт дослідження** - робочі процеси в пропорційних електрогідравлічних розподільниках.

**Предмет дослідження** - пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин.

**Методи дослідження.** До основних методів дослідження входить математичне моделювання процесів в пропорційному електрогідравлічному розподільнику з незалежним керуванням потоків з урахуванням його конструктивних особливостей і режимів роботи на основі нелінійних диференціальних рівнянь з використанням числових методів їх розв'язання за допомогою програми Simulink пакету MatLab 6.13 для визначення в аналітичній і графічній формі основних динамічних та статичних характеристик розподільника, а також експериментальні дослідження цих характеристик на спеціально розроблених стендах для визначення ступеня обґрунтованості прийнятих припущень. Оцінка адекватності математичної моделі виконувалась методами математичної статистики.

#### **Наукова новизна одержаних результатів**

1. Вперше встановлена залежність швидкодії золотника другого каскаду пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків від витратних характеристик дросельних елементів та швидкодії клапана першого каскаду.

2. Вперше розроблено критерій оптимізації першого каскаду розподільника, що дозволяє на основі функціонала забезпечити максимальну швидкодію спрацювання та лінійність залежності переміщення золотника другого каскаду розподільника від напруги керування.

3. Розроблено математичну модель пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, яка включає нелінійні залежності втрат через діаметральний кільцевий зазор золотника другого каскаду та через спряження "клапан-сідло" керованого зворотного клапана.

4. Визначені закономірності впливу провідностей дросельних елементів першого каскаду на величину гістерезису залежності переміщення золотника другого каскаду від напруги керування.

#### **Практичне значення одержаних результатів**

1. Сформульовано практичні рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів, які дозволяються покращити статичні та динамічні характеристики пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

2. Розроблено конструкцію пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків та покращеними динамічними, статичними та енергетичними характеристиками.

3. На основі математичного моделювання та експериментальних досліджень підтверджено зменшення втрат енергії в гідроприводі мобільної машини за рахунок

застосування пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків гідродвигуна.

4. Запропоновано схему гідроприводу на основі пропорційного електрогідравлічного розподільника, який забезпечує високий ступінь герметичності порожнин ГД та зменшення втрат потужності (в залежності від режиму роботи до 87,3%) за рахунок незалежного керування потоками на вході та на виході ГД (патент України №41887).

5. Розроблено нову схему гідроприводу навантажувача «БОРЕКС-2271» на основі розробленого пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

Рекомендації щодо вибору співвідношень конструктивних параметрів та конструкторська документація на розроблений пропорційний електрогідравлічний розподільник, а також гідравлічна схема навантажувача «БОРЕКС 2271» передані АТ Борекс (Україна). Оснащення даної машин розробленим розподільником підвищить її технічний рівень та конкурентоспроможність.

Результати роботи впроваджені в навчальний процес кафедри технології та автоматизації машинобудування ВНТУ і використовується в дисциплінах: «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» та «Динаміка та регулювання систем приводів технологічних машин».

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати досліджень отримані автором самостійно. Постановка задач узгоджена із науковим керівником. В працях, що опубліковані у співавторстві автору належать: виконання математичного моделювання першого каскаду розподільника та вдосконалення критерію оптимізації, що дозволяє на основі функціонала забезпечити максимальну лінійність переміщення золотника другого каскаду [1]; запропоновано спосіб використання пакетів MATLAB та КОМПАС для дослідження пропорційного електрогідравлічного розподільника [2]; запропоновано схему живлення першого каскаду розподільника від основного насоса та редукційного клапана, проведені дослідження енергетичних втрат першого каскаду в залежності від вибору конструктивних параметрів [3]; на основі САД – системи КОМПАС 3D розроблено САПР для розрахунку та проектування вузла фіксації та автоповернення золотника другого каскаду пропорційного електрогідравлічного розподільника [4]; розробка розрахункової схеми та проведення досліджень характеристик першого каскаду розподільника на основі золотникового розподільного елемента [5]; розроблена математична модель системи керування пропорційним гідроприводом [6]; виконані дослідження впливу конструктивних параметрів першого каскаду на не лінійність статичної характеристики переміщення золотника другого каскаду пропорційного електрогідравлічного розподільника [7]; розроблено розрахункову схему та математичну модель пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, проведені дослідження впливу конструктивних параметрів розподільника на динамічні характеристики [8]; аналіз особливостей конструкцій пропорційних електрогідравлічних розподільників та перспектив застосування розподільників клапанно-золотникового типу в гідроприводах мобільних машин [9]; розроблено конструкцію дослідного зразка пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків та схему експериментального стенду [11]; запропоновано використати альтернативний пристрій виконаний у вигляді підпружиненого золотникового елемента з двома робочими розточками пов'язаними з першою та другою робочими гідролініями [12]; виконано вибір вимірювальної та реєструючої апаратури експериментального стенду для досліджень пропорційної гідравлічної апаратури [13].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати роботи розглядалися на наступних міжнародних та науково-технічних конференціях: XIII міжнародній науково-практичній конференції «Автоматика - 2006», 25 – 28 жовтня 2006 р. в м. Вінниця; XII міжнародній науково-практичній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», 21 – 25 травня 2007 р. в м. Луганську; VIII міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика", 3 – 4 жовтня 2007 р. в м. Мелітополі; VI

міжнародній конференції молодих науковців «Інформатика та механіка», 6 – 8 травня 2008 р. у м. Кам'янець-Подільський; ІХ міжнародній конференції "Контроль і управління в складних системах (КУСС-2008)", 21 – 24 жовтня 2008 р. у ВНТУ; міжнародній конференції TENNOMUS XV New technologies and products in machine manufacturing technology, 8 – 9 травня 2009 р. в м. Сучаві, Румунія; міжнародній конференції The Seventh international congress in material science and engineering, 28 – 31 травня 2009 р. в м. Яси, Румунія; науково-практичних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету за участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (2005–2009 рр.); наукових семінарах кафедри технології та автоматизації машинобудування ВНТУ в 2005 – 2009 рр.

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 16 наукових працях, з них: 11 статей в фахових наукових виданнях з переліку ВАК України; 1 патент України.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації 219 сторінок. Основний зміст викладено на 166 сторінках. Дисертаційна робота містить 106 рисунків та 14 таблиць, 6 додатків на 33 сторінках. Список використаних джерел включає 128 найменувань.

### ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, висвітлено її зв'язок з державними науковими програмами, планами і темами кафедри, сформульовано мета та завдання дослідження, сформульовано наукову новизну, практичну цінність роботи та особистий внесок здобувача, представлені відомості про публікації та апробацію результатів дисертації.

**В першому розділі** проведено аналіз відомих схем та конструкцій електрогідралічних розподільників. Застосування мобільних машин для виконання робочих операцій різноманітного характеру, зокрема вантажних та розвантажувальних, зумовлюють вимоги, що ставляться до сучасної розподільної апаратури, що використовуються в ГП даних машин: пропорційність керування потоками, що покращує точність позиціонування РО; можливість незалежного керування потоками ГД, що дозволяє виконувати робочі операції за рахунок попутного технологічного навантаження, зменшуючи витрати енергії; високий ступінь герметичності порожнин ГД із втратами не більше  $(0,033 - 0,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  ( $2 - 6 \text{ см}^3/\text{хв}$ ), що дозволяє фіксувати РО під навантаженням на протязі відносно довгого проміжку часу; швидкодія – забезпечує швидке реагування РО на сигнал керування оператора, що дозволяє швидко виконувати робочі операції, що особливо важливо в обмеженій робочій зоні; регулювання та стабілізація потоку ГД відповідно до величини навантаження на РО, що значно знижує витрати енергії.

На основі порівняння різних типів конструкцій електрогідралічних розподільників, визначено, що найбільш раціональною для використання в мобільних машинах (такою, що відповідає вищезазначеним вимогам) є конструкція пропорційного електрогідралічного розподільника на основі розподільних елементів золотникового типу та керованих зворотних клапанів, з незалежним керуванням потоків.

Преваги та особливості електрогідралічного керування, а також основні типи електрогідралічних розподільників представлені у працях Гамініна Н.С., Лещенко В.А., Разінцева В.І. та інших.

Дослідженню робочих процесів в електрогідралічній апаратурі та розв'язанню прикладних задач електрогідраліки та динаміки приводів мобільних машин присвячені роботи Лур'є З.Я., Яхно О.М., Гойдо М.Е., Дерібо О.В., Скворчевського Є.О., Центи Е.Н., Боровіна Г.К. та ін.

Немировським І.А., Козловим Л.Г., Буренніковим Ю.А. проведені дослідження шляхів зменшення енерговитрат в ГП мобільних машин та підвищення якості виконання робочих операцій.

В роботах Лур'є З.Я., Жарова В.П. проведено аналіз роботи ГП та способів дросельного

регулювання при технологічних навантаженнях, що змінюють напрямок руху.

Використання в мобільних машинах пропорційних електрогідравлічних розподільників з незалежним керуванням потоків та високим ступенем герметичності порожнин ГД зумовлено потребами виконання мобільними машинами, наприклад, навантажувачами, точного переміщення вантажу та утримування РО під навантаженням на протязі відносно довгого проміжку часу, а також потребою зменшення втрат енергії.

Обґрунтовано застосування для керування потоками рідини двох золотників, замість одного, з метою зменшення втрат потужності за рахунок незалежного керування потоками як на вході, так і на виході ГД.

На основі проведеного огляду відомих робіт, аналізу відомої гідравлічної апаратури та тенденцій розвитку сучасних електрогідравлічних розподільників для мобільних машин сформульовано мету та завдання дослідження.

**В другому розділі** дисертації запропоновано два варіанти першого каскаду розподільника на основі золотникового розподільного елемента та на основі клапанного розподільного елемента; розроблені розрахункові схеми та математичні моделі першого каскаду. Виконані аналітичні дослідження та проведено порівняння двох обраних варіантів першого каскаду.

На основі досліджень варіантів першого каскаду отримані залежності змінних стану від часу та проведений порівняльний аналіз.

В результаті досліджень виявлено перевагу конструкції першого каскаду на основі клапанного розподільного елемента, оскільки він має кращі динамічні характеристики (меншу коливальність  $y(t)$  і час регулювання –  $t_p = 0,22$  с) та менший гістерезис  $y(U) - 5,7\%$  (рис. 1, 2).

Рис. 1. Залежність  $y(t)$  для першого каскаду на основі клапанного (2) та золотникового розподільного елемента (1)

Рис. 2. Залежність  $y(U)$  для варіанту першого каскаду на основі клапанного (2) та золотникового розподільного елемента (1)

Відповідно до вимог, що висуваються до сучасних розподільників для мобільних машин, розроблено схему пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків, новизна якої захищена патентом України на корисну модель № 41887 (рис. 3).

Розподільник містить лінію нагнітання 1 та лінію живлення першого каскаду 2, робочу секцію 3, переливну секцію 4 та гідролінії виходу 5, 6.

В робочій секції 3 знаходяться золотники другого каскаду 7, 8 із клапанами першого каскаду 9, 10, керовані зворотні клапани 11, 12 із сервоклапаном 13 та логічні клапани 14, 15. В переливній секції знаходиться запобіжно-переливний клапан 16 із клапаном керування 17 та запобіжний клапан 18.

Рис. 3. Гідравлічна схема пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків

Розподільник працює таким чином. За відсутності сигналу на лініях керування до пропорційних магнітів, клапани першого каскаду 9, 10 під дією пружин знаходяться у відкритому положенні, при якому робоча рідина із гідролінії 2 по лінії керування, через клапани першого каскаду 9, 10 надходить до лінії зливу. При цьому золотники другого каскаду 7, 8 під дією пружин знаходяться в закритому положенні, не пропускаючи рідину від лінії нагнітання 1 до гідроліній 5, 6, які приєднуються до ГД. Керовані зворотні клапани 11 та 12, при відсутності сигналу на електромагніті серво-клапана 13 знаходяться в закритому положенні, при чому збільшення тиску робочої рідини, що поступає з гідроліній 5 та 6, через

дроселі керованих зворотних клапанів 11 та 12, збільшує ступінь їх герметичності.

Робоча рідина по гідролінії нагнітання 1 поступає в переливну секцію 4 розподільника та через переливний клапан 16 під тиском (0,6 – 1,5 МПа) потрапляє до зливу. Даний режим роботи забезпечує герметизацію обох порожнин ГД та надійну фіксацію РО.

В «плаваючому» режимі сервоклапан 13 відкриває керовані зворотні клапани 11, 12. Золотники другого каскаду 7, 8 знаходяться відповідно в крайньому лівому та правому положеннях, з'єднуючи гідролінії 5, 5 із лінією зливу, що дозволяє рідині з ГД надходити до зливу і, навпаки, рідині із баку потрапляти через гідролінії 5 та 6 до ГД, завдяки чому РО може вільно рухатись.

В режимі «підймання» пропорційний клапан першого каскаду 9 (під дією керуючого сигналу електромагніту) закривається, зменшуючи потік рідини, яка надходить із гідро лінії 2 до зливу та збільшуючи тиск, що діє на золотник другого каскаду 7, який в свою чергу, переміщуючись вправо з'єднує лінію нагнітання 1 із керованим зворотним клапаном 11. Сервоклапан 13 знаходиться у відкритому положенні, що відкриває керовані зворотні клапани 11, 12, пропускаючи рідину до гідролінії 5.

Аналогічно в режимі «опускання» – пропорційний клапан першого каскаду 10 закривається, переміщуючи золотник другого каскаду 8 вліво та з'єднуючи ГД через гідролінію 6 та керований зворотний клапан 12 із гідролінією зливу.

Наявність двох регулюючих елементів в розподільнику дозволяє виконувати робочі операції за рахунок попутного технологічного навантаження. В даному режимі сервоклапан 13 відкриває керовані зворотні клапани 11, 12, а золотник другого каскаду 7, перебуваючи в крайньому правому положенні, з'єднує одну порожнину ГД, через гідролінію 5, зі зливом. Керування ГД здійснюється золотником другого каскаду 8, при цьому рідина від гідролінії нагнітання 1, через переливний клапан 16 надходить до зливної лінії під тиском (0,6 – 1,5 МПа), що значно зменшує витрати енергії в ГП.

Логічні клапани 14, 15 призначені для подачі тиску керування до переливного клапана 16. Ця умова забезпечує регулювання та стабілізацію потоку, що потрапляє до ГД, а отже, і швидкості РО в режимах «підймання» та «опускання» (окрім режиму опускання за рахунок попутного технологічного навантаження) незалежно від величини навантаження.

У випадку значного підвищення тиску в системі спрацьовує запобіжний клапан 17. Регулювання клапана здійснюється за допомогою електромагніта, шток якого з'єднаний із пружиною клапана 17.

Також у цьому розділі описана конструкція пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків.

**В третьому розділі** описана математична модель пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків та приведені результати її імітаційних досліджень.

Для розробки математичної моделі розподільника складена розрахункова схема (рис. 4); клапани першого каскаду 9, 10 (рис. 3) показані у вигляді регульованих дроселів 7, 8.

Математична модель розподільника розроблена за таких припущень: величина потоку та тиску на вході в перший каскад постійна (пульсацію витрати в гідролініях не враховано); вважалось, що параметри системи зосереджені; довжини каналів зливних та напірних магістралей відносно малі, тому хвильових процесів не враховували; коефіцієнти витрати через дросельні та золотникові елементи – постійні; об'єми гідроліній за час перехідного процесу не змінювались; втрати тиску в гідролініях не враховувались, оскільки вони незначні у порівнянні з втратами на місцевих опорах; коефіцієнт податливості робочої рідини враховувався як величина, залежна від тиску (рівняння (1), (2)).

Рис. 4. Розрахункова схема розподільника

Математична модель розподільника включає рівняння нерозривності потоків (3–10, 15–19), рівняння сил, що діють на золотники другого каскаду 5, 6, керовані зворотні клапани 9,



10, переливний клапан 13, сервоклапан керу-вання 14 та клапани першого каскаду 7, 8 (11 – 14, 20 – 22), а також рівняння струму в електрично-му колі електромагні-та (23) та рівняння магніторушійної сили електромагніта (24). В моделі враховані не-лінійні залежності втрат через діаметра-льний кільцевий зазор золотника другого каскаду та через спряження “клапан-сідло” керованого зворотного клапана визначені експериментально.

Напрямок потоку рідини від лінії нагнітання до ГД :

$$\beta = 2 \cdot 10^{-9} \cdot (1 - 0,03 \cdot p), \text{ якщо } 0,3 \leq p \leq 3 \text{ МПа}; \quad (1)$$

$$\beta = 0,6 \cdot 10^{-9}, \text{ якщо } p > 3 \text{ МПа}; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{N1} - p_2) &= \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_2 - p_1) + \\ \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x) \cdot \sin \beta_1 + 2 \cdot d_{s1}) \cdot (x_0 - x) \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} &+ \beta \cdot W_A \cdot \frac{dp_2}{dt}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_2 - p_1) &= F_3 \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_D \cdot \frac{dp_1}{dt} + \\ + 1/6 \cdot (-2,846 + (6,676 \cdot p_1 + 6,478 \cdot p_1^2 + 3,678 \cdot p_1^3) \cdot 10^{-6} &+ 0,123 \cdot t^0 - 0,001 \cdot (t^0)^2) \cdot 10^{-7}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} Q_N = \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (z \cdot \sin \lambda + 2 \cdot d_{z1}) \cdot z \cdot \sin \frac{\lambda}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_N}{\rho}} &+ \beta \cdot W_C \cdot \frac{dp_N}{dt} + \\ + \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_{L1}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_N - p_{L1}); \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_{L1}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_N - p_{L1}) &= \mu \cdot f_5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_K|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{L1} - p_K) + \\ + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{L1} - p_C) &+ \beta \cdot W_D \cdot \frac{dp_{L1}}{dt}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_K|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{L1} - p_K) &= \mu \cdot f_4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_K - p_{K1}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_K - p_{K1}) + \\ + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (j \cdot \sin \varphi + 2 \cdot d_{z2}) \cdot j \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_K}{\rho}}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\mu \cdot f_4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_K - p_{K1}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_K - p_{K1}) = F_Z \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_N \cdot \frac{dp_{K1}}{dt}; \quad (8)$$

$$\mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_C - p_{L2}) = \beta \cdot W_E \cdot \frac{dp_{L2}}{dt} + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot \sin \delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L2}}{\rho}}; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{L1} - p_C|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{L1} - p_C) &= \beta \cdot W_F \cdot \frac{dp_C}{dt} + \\ + \mu \cdot f_C \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_S|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_C - p_S) &+ \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_C - p_{L2}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_C - p_{L2}); \end{aligned} \quad (10)$$

$$m_3 \frac{dV_y}{dt} = p_1 \cdot F_3 - c \cdot (H + y) - b \frac{dy}{dt} - T \cdot \text{sgn} \frac{dy}{dt} - R_{h3}; \quad (11)$$

$$m_L \frac{dV_l}{dt} = p_{L1} \cdot F_{L1} - p_{L2} \cdot F_L + p_C (F_L - F_{L1}) - c_L \cdot (H_L + l) - b_L \frac{dl}{dt} - T_L \cdot \text{sgn} \frac{dl}{dt}; \quad (12)$$

$$m_Z \frac{dV_Z}{dt} = p_N \cdot F_{Z1} - p_{K1} \cdot F_Z - c_Z \cdot (H_Z + z) - b_Z \frac{dz}{dt} - T_Z \cdot \text{sgn} \frac{dz}{dt} - R_{hZ}; \quad (13)$$

$$p_K \cdot F_{Z2} = c_{Z1} \cdot (H_{Z1} + j + j_0) - b_{Z1} \frac{dj}{dt}. \quad (14)$$

Напрямок потоку рідини від ГД до зливу:

якщо  $l_1 = 0$ :

$$f_{C1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{nav} - p_{C1}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{nav} - p_{C1}) = \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{C1} - p_{L4}) + \frac{1}{6} \cdot (-1,473 + (3,178 \cdot p_{C1} - 1,202 \cdot p_{C1}^2 + 0,173 \cdot p_{C1}^3) \cdot 10^{-6} + 0,00025 \cdot t - 0,037 \cdot t^2) \cdot 10^{-7} + \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{C1}}{dt}; \quad (15)$$

якщо  $l_1 \neq 0$ :

$$\mu \cdot f_{C1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{nav} - p_{C1}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{nav} - p_{C1}) = \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{C1} - p_{L4}) + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (l_1 \cdot \sin \gamma + 2 \cdot d_{L1}) \cdot l_1 \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L3}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{C1} - p_{L3}) + \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{C1}}{dt}; \quad (16)$$

$$\mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{C1} - p_{L4}|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{C1} - p_{L4}) = \beta \cdot W_G \cdot \frac{dp_{L4}}{dt} + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot (s \cdot \sin \delta + 2 \cdot d_{L2}) \cdot s \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{L4}}{\rho}}; \quad (17)$$

$$\mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_4|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_{N1} - p_4) = \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4 - p_3|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_4 - p_3) + \mu \cdot \left[ \frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x_1) \cdot \sin \beta_1 + 2 \cdot d_{S1}) \cdot (x_0 - x_1) \cdot \sin \frac{\beta}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_4}{\rho}} + \beta \cdot W_L \cdot \frac{dp_4}{dt}; \quad (18)$$

$$\mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_4 - p_3|}{\rho}} \cdot \text{sgn}(p_4 - p_3) = F_3 \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta \cdot W_M \cdot \frac{dp_3}{dt} + 1/6 \cdot (-2,846 + (6,676 \cdot p_3 + 6,478 \cdot p_3^2 + 3,678 \cdot p_3^3) \cdot 10^{-6} + 0,123 \cdot t^0 - 0,001 \cdot (t^0)^2) \cdot 10^{-7}; \quad (19)$$

$$m_3 \frac{dV_{y1}}{dt} = p_3 \cdot F_3 - c \cdot (H + y_1) - b \frac{dy}{dt} - T_1 \cdot \text{sgn} \frac{dy_1}{dt} - R_{h3}; \quad (20)$$

$$m_L \frac{dV_{l1}}{dt} = p_{L3} \cdot F_{L1} - p_{L4} \cdot F_L + p_{C1} (F_L - F_{L1}) - c_L (H_L + l_1) - b_L \frac{dl_1}{dt} - T_{L1} \cdot \text{sgn} \frac{dl_1}{dt}; \quad (21)$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = P_S - p_2 \cdot F_x - c_x \cdot (H_x + x) - c_m \cdot (H_m + x) - R_{dx} - T_x \cdot \text{sgn} \frac{dx}{dt}; \quad (22)$$

$$U_m = L_m \cdot \frac{di}{dt} + i \cdot R + K_{П.Е} \frac{dx}{dt}; \quad (23)$$

$$P_S = K_{Fi} \cdot i. \quad (24)$$

В рівняннях (1) – (22) використані такі позначення:  $Q_N$  – потік в лінії нагнітання розподільника;  $p_N, p_{N1}$  – тиски в лініях нагнітання;  $p_1 - p_5$  – тиски в першому каскаді розподільника;  $p_{L1}, p_C, p_{C1}, p_{L3}$  – тиски на вході та виході керованого зворотного клапана;  $p_{L2}, p_{L4}$  – тиски в керованому зворотному клапані;  $p_K, p_{K1}$  – тиски в переливному клапані;  $p_{nav}, p_S$  – тиски навантаження;  $x, y, y_1, l, l_1, z, j, j_0, s$  – координати переміщення рухомих елементів розподільника;  $W_A - W_M$  – об'єми гідроліній у відповідних частинах розподільника;  $\alpha, \beta_1, \gamma, \lambda, \delta, \varphi$  – кути нахилу робочих кромek золотників другого каскаду; клапанів першого каскаду, керованих зворотних клапанів, переливного клапана, сервоклапанів 11, 13; площі робочих вікон:  $f_1, f_2, f_0$  – дроселів клапанів першого каскаду,  $f_{S1}, f_{S2}$  – дроселів 7, 8,  $f_3$  – дроселів керованих зворотних клапанів,  $f_4, f_5$  – дроселів переливного клапана,  $f_C, f_{C1}$  – дроселів на виході та вході в розподільник;  $c, c_L, c_Z, c_{Z1}, c_x, c_m$  – жорсткість пружин золотників другого каскаду, керованих зворотних клапанів, пружини переливного клапана, сервоклапана 17, клапана першого каскаду, електромагніта;  $m_x, m_3, m_Z, m_L$  – маси рухомих елементів розподільника;  $P_{S_{\max}}$  – штовхаюче зусилля електромагніта;  $I$  – сила струму;  $K_{П.Е}$  – коефіцієнта проти-ЕРС;  $R$  – активний опір обмотки;  $U_m$  – напруга керування електромагнітом;  $R_{h3}, R_{h31}, R_{hl}, R_{hl1}, R_{hz}$  – гідродинамічні сили;  $T, T_1, T_Z, T_L, T_{L1}, T_x$  – сили сухого тертя;  $b_X, b, b_Z, b_{Z1}, b_L$  – коефіцієнти в'язкого тертя;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $\beta$  – коефіцієнт; що враховує сумарну деформацію робочої рідини та

гумометалевих рукавів;  $t^0$  – температура робочої рідини та ін.

Для розв'язку математичної моделі був використаний програмний пакет MatLAB Simulink 6.13.

На основі проведених досліджень встановлена залежність швидкодії золотника другого каскаду  $t_{sp}(y)$  від площі дросельних елементів  $f_2, f_1$  ( $f_1 = f_2 \cdot k_f$ ) та швидкодії клапана першого каскаду  $t_{sp}(x)$  (рис. 5), що визначає області значень конструктивних параметрів першого каскаду, які покращують швидкодію та дозволяють мінімізувати різницю швидкодії спрацювання золотника другого каскаду та клапана першого каскаду.

Рис. 5. Вплив  $f_2$  та  $k_f$  на швидкодію спрацювання

Отримані закономірності впливу площ дросельних елементів  $f_2$  та  $f_1$  першого каскаду на гістерезис дозволяють мінімізувати гістерезис переміщення золотника другого каскаду від напруги керування  $y(U)$  до 4,3% за рахунок зменшення площі дроселя  $f_2$  та вибору менших значень коефіцієнта  $k_f$ .

Розроблений розподільник забезпечує незалежне керування потоками на вході та виході ГД, що дозволяє виконувати робочі операції за рахунок попутного технологічного навантаження, здійснюючи керування ГД одним золотником та перепускаючи рідину від насоса під незначним тиском в бак.

Наявність в конструкції розподільника переливного клапана, забезпечує стабільність потоку ГД незалежно від зустрічного технологічного навантаження (при керуванні на вході  $y_1$  та виході ГД –  $y_2$ ), перепускаючи надлишок рідини в бак під низьким тиском, в той час як в розподільниках, що працюють в режимі постійної витрати, перепуск надлишку рідини здійснюється під тиском налаштування запобіжного клапана (16 – 25МПа). При попутному технологічному навантаженні залежність потоку від навантаження прямопропорційна ( $y_2'$  – рис. 6).

Рис. 6. Залежність потоку на виході розподільника від тиску навантаження

Використання розробленого розподільника в ГП зменшує втрати потужності в порівнянні із аналогами від 20,2% до 87,3%, при виконанні робочих операцій за рахунок попутного навантаження – (рис. 8) та до 25,7% при виконанні робочих операцій із зустрічним навантаженням (в якості аналога використаний розподільник з одним розподільним елементом, який працює в режимі постійної витрати).

Рис. 7. Втрати потужності в залежності від тиску навантаження

Оскільки робота ГП мобільної машини характеризується частою зміною величин потоків, що пропускається розподільником, та напрямком і величиною технологічного навантаження, в роботі були проведені дослідження динамічних режимів роботи розподільника.

На основі досліджень математичної моделі встановлено, що стійкість розподільника забезпечується вибором значень параметрів керованих зворотних клапанів: жорсткістю пружини  $c_L = (50..150) \cdot 10^2$  Н/м, площею дроселя  $f_3 = (1,0..3,0) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> та коефіцієнтом співвідношення діаметрів  $k_l = (1,2..1,4)$ ; параметрами переливного клапана: діаметром клапана  $d_Z = (15..26) \cdot 10^{-6}$  м та площею дроселя  $f_4 = (1,0..2,0) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>; конструктивними параметрами першого каскаду: площею дроселя  $f_2 = (1,0..3,0) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>, коефіцієнтом  $k_f = 1..3$  та жорсткістю пружини  $c_x = (200..900) \cdot$  Н/м.

Для забезпечення покращення динамічних та статичних характеристик розподільника проведена оптимізація за наступними показниками критерію: відхилення від лінійності закону переміщення золотника другого каскаду розподільника, швидкодія –  $t_{sp}$ , перерегулювання –  $\sigma$ .

В якості параметрів критерію оптимізації використані конструктивні параметри розподільника, що мають найбільший вплив на час регулювання, перерегулювання та лінійність статичної характеристики золотника другого каскаду:  $f_2, k_f, c_x, c_L, f_3, f_4, d_z$ .

В результаті оптимізації, що проводилась методом LP–пошуку, знайдено оптимальне сполучення конструктивних параметрів ( $f_2 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $k_f = 2$ ;  $c_x = 500 \cdot \text{Н/м}$ ;  $c_L = 50 \cdot 10^2 \text{ Н/м}$ ;  $f_3 = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_4 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $d_z = 26 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ), що забезпечує стійкість роботи, максимальну швидкодію ( $t_{sp} = 0,17 \text{ с}$ ), лінійність статичної характеристики переміщення золотника другого каскаду розподільника від напруги керування, значення гістерезису залежності потоку від напруги керування  $y(U)$  до 4,3%, аперіодичний характер руху золотника другого каскаду  $y(t)$  та перерегулювання по тиску насоса  $\sigma = 23,61\%$  (рис. 8).

Рис. 8. Перехідні процеси в розподільнику з оптимізованими параметрами

**В четвертому розділі** сформульована мета та описана методика експериментальних досліджень дослідного зразка розподільника, здійснено опис вимірювальних приладів та реєструючої апаратури; отримані перехідні процеси в пропорційному електрогідравлічному розподільнику, визначені статичні та динамічні характеристики. Проведено порівняння результатів аналітичних та експериментальних досліджень розподільника.

Експериментальні дослідження статичних та динамічних характеристик розподільника проведені на стенді (рис. 9). Стенд складається із насоса підживлення НП, основного насоса Н1 та насоса живлення першого каскаду Н2. В якості ГД використовувався гідромотор. Ступінчасте навантаження на експериментальному стенді реалізується за допомогою дроселя Др.1 та релейного розподільника Р2; релейний розподільник Р1 призначений для зміни напрямку руху рідини в дослідному зразку розподільника. Керування електромагнітами розподільника здійснювалось блоком живлення БЖ, що містить резистор керування вихідною напругою.

Рис. 9. Схема експериментального стенду для дослідження розподільника

Для вимірювання досліджуваних характеристик застосовувалися манометри Мн.2 – 5 (статичні показники) та тензометричні датчики Д1 – Д3. Частота обертів гідромотора вимірювалась за допомогою тахогенератора постійного струму ТГ. Реєстрування та обробка сигналів, що надходять від датчиків виконувалось за допомогою АЦП АДА-1406 та програми PowerGraf 3.1 (demo).

В результаті експериментальних досліджень визначені характеристики необхідні для створення адекватної математичної моделі розподільника, а саме втрати через діаметральний кільцевий зазор золотника другого каскаду, які впливають на характеристики роботи першого каскаду, втрати в керованому зворотному клапані, що визначають ступінь герметичності порожнин ГД (рис. 10).

Рис. 10. Залежність втрат в керованому зворотному клапані від тиску та температури робочої рідини

Стійкість роботи розподільника визначалась за видом перехідних процесів. Експериментально встановлено, що вибір площ дроселя переливного клапана  $f_4 \leq 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , дроселя керованого зворотного клапана  $f_3 \geq 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , дроселя клапана першого каскаду  $f_2 \geq 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , жорсткості пружини керованого зворотного клапана  $c_L = (50..150) \cdot 10^2 \text{ Н/м}$  та коефіцієнта  $k_f = 1..3$  дозволяє уникнути авто-коливального режиму роботи та покращує якість перехідних процесів.

Експериментальні залежності змінних стану розподільника дали змогу визначити, що швидкодія спрацювання розподільника знаходиться в межах 0,16..0,20 с (рис. 11), що відповідає поставленим вимогам та розрахункам по математичній моделі ( $t_{sp} = 0,17 \text{ с}$ ).

Рис. 11. Залежності  $p_{L1}(t)$  та  $p_I(t)$ 

Експериментально отримане значення гістерезису витратної характеристики  $Q(U)$  не перевищує 9,8% (рис. 12). При порівнянні експериментальних та аналітичних даних за критерієм Фішера підтверджена адекватність математичних моделей з ймовірністю 95% (рис. 13).

Рис. 12. Експериментальна залежність  $Q_3(U)$  (прямий хід - основна лінія, зворотній - штрихова лінія)Рис. 13. Залежності  $p_{L3}(t)$  та  $p_{C1}(t)$  при спрацюванні електромагніта керованого зворотного клапана

У п'ятому розділі розроблена конструкція пропорційного електрогідролічного розподільника з незалежним керуванням потоків, на базі якого створено схему ГП навантажувача «БОРЕКС – 2271».

Застосування розробленого розподільника в ГП навантажувача забезпечує зменшення втрат потужності порівняно із базовим приводом до 25,7% під час піднімання вантажу та від 20,2% до 87,3% під час опускання вантажу (при умові виконання операції за рахунок накопиченої потенціальної енергії вантажу), що зменшує втрати енергії в ГП навантажувача від 4,27 % до 29,46 % за одну годину роботи.

### ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу літературних джерел визначено галузі застосування пропорційної електрогідролічної апаратури, а також сформульовано основні технічні вимоги до розподільників з електрогідролічним керуванням: пропорційне незалежне керування потоками ГД, високий ступінь герметичності порожнин ГД та мінімізації енергетичних втрат.

2. Розроблено схему пропорційного електрогідролічного розподільника, який містить керовані зворотні клапани та розподільні елементи золотникового типу, та забезпечує:

- зменшення витрат енергії за рахунок пропорційного, незалежного керування потоками на вході та виході ГД;

- високий ступінь герметичності порожнин ГД (втрати до  $(0,033 - 0,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ ).

3. Розробка математичних моделей першого каскаду та математичної моделі пропорційного електрогідролічного розподільника, яка включає експериментально отримані залежності втрат через діаметральний кільцевий зазор золотника другого каскаду та через спряження “клапан-сідло” керованого зворотного клапана, дозволила провести дослідження робочих процесів в розподільнику в широких діапазонах зміни конструктивних параметрів та режимів роботи з ймовірністю адекватності 95% (критерій Фішера).

4. За допомогою числового аналізу на ПК досліджено особливості роботи пропорційного електрогідролічного розподільника, виявлено конструктивні параметри, які найбільше впливають на статичні та динамічні характеристики роботи, а також діапазони їх зміни, що забезпечують стійкість розподільника: жорсткість пружини  $c_L - (50..150) \cdot 10^2 \text{ Н/м}$ , площа вікна дроселя  $f_3 - (1,0..3,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  та коефіцієнт співвідношення діаметрів керованого зворотного клапана  $k_l - 1,2..1,4$ ; площа вікна дроселя першого каскаду  $f_2 - (1,0..3,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ; коефіцієнт співвідношення площ дроселів першого каскаду  $k_f - 1..3$ ; жорсткість пружини клапана першого каскаду  $c_x - (200..900) \cdot \text{Н/м}$ ; діаметр  $d_z - (15..26) \cdot 10^{-3} \text{ м}$  та площа вікна дроселя переливного клапана  $f_4 - (1,0..2,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

5. На основі аналітичних та експериментальних досліджень встановлена залежність швидкодії золотника другого каскаду від витратних характеристик дросельних елементів та швидкодії клапана першого каскаду пропорційного електрогідролічного розподільника, що дозволяє покращити швидкодію спрацювання та мінімізувати різницю швидкодії

спрацювання золотника другого каскаду  $t_{sp}(y)$  та клапана першого каскаду  $t_{sp}(x)$  розподільника.

6. Отримані в процесі досліджень закономірності впливу провідності дросельних елементів першого каскаду на гістерезис залежності переміщення золотника другого каскаду від напруги керування дозволяють мінімізувати значення гістерезису  $y(U)$  до 4,3%.

7. На основі аналітичних та експериментальних досліджень встановлено закономірності впливу провідності дросельних елементів керованих зворотних клапанів на швидкодію та стійкість роботи розподільника. Для напрямку потоку від лінії нагнітання до ГД швидкість спрацювання керованого зворотного клапана при вмиканні складає  $t_{sp} = 0,019$ с, а при вимиканні –  $t_{sp} = 0,04$ с; для напрямку потоку від ГД до зливу – швидкість спрацювання при вмиканні складає  $t_{sp} = 0,015$ с, а при вимиканні –  $t_{sp} = 0,01$ с.

8. Розроблений критерій оптимізації першого каскаду, дозволив на основі функціонала забезпечити максимальну швидкодію та лінійність закону переміщення золотника другого каскаду розподільника.

Проведена оптимізація та визначені значення конструктивних параметрів розподільника ( $c_L = 50 \cdot 10^2$  Н/м,  $f_3 = 1,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_2 = 3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $k_f = 2$ ;  $c_x = 500$  Н/м,  $d_Z = 26 \cdot 10^{-3}$  м,  $f_4 = 1,5 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>), які забезпечують:

- стійкість в усіх режимах роботи;
- швидкодію (0,17 с);
- пропорційність керування параметрами потоку ГД відносно сигналу напруги керування;
- значення гістерезису залежності потоку від напруги керування до 9,8%;
- перерегулювання по тиску на виході насоса до 23,61%.

9. За результатами досліджень розроблено пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків та підвищеним ступенем герметичності порожнин ГД (втрати  $(0,01 - 0,067) \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/с).

10. Застосування розробленого розподільника в ГП навантажувача “БОРЕКС-2271” забезпечує зменшення втрат потужності від 20,2% до 87,3% (при виконанні операцій опускання вантажу за рахунок його накопиченої потенціальної енергії) та до 25,7% (при виконанні операцій піднімання вантажу) в залежності від технологічного навантаження, що зменшує втрати енергії в ГП навантажувача від 4,27 % до 29,46 % за одну годину роботи.

11. Очікуваний економічний ефект від впровадження розробленого розподільника складає в середньому 9357,86 грн за рік на кожну мобільну машину типу навантажувача “БОРЕКС-2271”.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Лозінський Д.О. Оптимізація системи управління розподільником з електрогідравлічним регулюванням / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Вінницького політехнічного інституту.–2005. – № 6.–С.225 – 229.
2. Лозінський Д.О. Використання інтегрованого комплексу пакетів MATLAB та КОМПАС для оптимізації електрогідравлічного розподільника / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Інформаційні технології та комп’ютерна інженерія. – 2005.– № 2.– С.98 – 103.
3. Лозінський Д.О. Порівняльна характеристика схем живлення системи керування пропорційним електрогідравлічним розподільником / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Вісник Хмельницького національного університету.– 2006.– №4.– С. 21 – 24.
4. Лозінський Д.О. Вплив параметрів основного золотника на конструкцію вузла автоповернення гідророзподільника з електрогідравлічним регулюванням/ Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Вісник Хмельницького національного університету.–2007.– №1.– С. 38 – 42.
5. Лозінський Д.О. Дослідження впливу кута нахилу робочої кромки золотника на нелінійні характеристики пропорційного розподільника з електрогідравлічним керуванням [Електронний ресурс] / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Наукові праці Вінницького національного технічного університету.– 2007.– №1.– Режим доступу до журн.:

<http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/VNTU/2007-1/ukr/07klgtem.pdf>.

6. Лозінський Д.О. 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 державного університету.– 2007, ч.1.– №3(109). – С. 20 – 26.

7. Лозінський Д.О. Дослідження нелінійних характеристик системи керування пропорційним розподільником з електрогідравлічним керуванням /Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – №2. – С. 83 – 85.

8. Лозінський Д.О. Моделювання робочих процесів в гідроприводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Вісник Донецького університету. Сер. А: Природничі науки. – 2008.– № 2.– С. 156 – 161.

9. Лозінський Д.О. Особливості конструкцій гідророзподільників для гідросистем чутливих до навантаження / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський, В.А. Ковальчук, Ю.В. Дзись // Промислова гідравліка і пневматика. – 2009. – №1. – С. 80 – 84.

10. Лозінський Д.О. Дослідження динамічних характеристик гідрозамка з електрогідравлічним управлінням, / Д.О. Лозінський // Наукові нотатки.– Луцьк, 2009.– №25.– С.208 – 212.

11. Лозінський Д.О. Експериментальний стенд для дослідження характеристик клапанно-золотникового розподільника з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський // Вісник Сумського державного університету. Сер. Технічні науки. – 2009.– №1.– С. 28 –33.

12. Пат. 41887 України, МПК<sup>8</sup> F15B 11/00 Гідропривод з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.– №u200900907; заявл. 06.02.2009.; опубл. 10.06.2009, Бюл. №11.

13. Lozinsky D.O. Metrological characteristic of the test rig with automatic registering of the proportionally – controlled hydraulic drive / Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, D.O. Lozinsky, O.V. Petrov, S.V. Repinskiy // Buletinul institului politenhic Din IASI Tomul LIX Fasc. 1.– 2009.– P.125 – 130.

## АНОТАЦІЇ

Лозінський Д.О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Вінницький національний технічний університет, Вінниця – 2010.

Дисертація присвячена розв'язанню наукової задачі створення та дослідження пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків для зменшення енергетичних втрат в ГП мобільної машини.

На основі аналізу відомих схем та конструкцій електрогідравлічних розподільників, а також вимог, що ставляться до сучасної електрогідравлічної апаратури розроблено нову схему пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків на основі розподільних елементів золотникового типу та керованих зворотних клапанів. Розроблені розрахункові схеми та математичні моделі двох варіантів першого каскаду розподільника, виконані аналітичні дослідження та проведено порівняння обраних варіантів.

Розроблено розрахункову схему, створено та досліджено математичну модель розподільника. Проведено оптимізацію конструктивних параметрів. Дослідження виконані за допомогою програми MATLAB 6.13. Адекватність математичних моделей та прийнятих припущень підтверджено експериментально. На основі визначених оптимальних параметрів розроблено конструкцію пропорційного електрогідравлічного розподільника та на його основі схему гідропривода навантажувача.

Ключові слова: електрогідравлічний розподільник, незалежне керування, мобільні машини.

Lozinsky D.O. Proportional electro-hydraulic valve with the independent control of streams for mobile machines.- A manuscript.

Thesis on competition of scientific degree of candidate of engineering, speciality 05.02.02 – “Engineering science”. Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia - 2010.

The thesis is devoted to the solution of a scientific problem of creation of the proportional electro-hydraulic valve with independent control of streams for decrease of energy losses in mobile machines hydraulic drive.

On the basis of the analysis of known schemes and constructions of electro-hydraulic valves, and also demands that concern to the modern electrohydraulic equipment the new scheme of the proportional electrohydraulic valve with an independent control of streams on the basis of distributive spool-type elements and operated back-pressure valves is developed. Calculation schemes and mathematical models of two variants of hydraulic valves first stage are developed, analytical researches are executed and comparison of the selected alternatives is made.

The calculated scheme is developed, is created and researched mathematical model of the valve. Optimization of design parameters is made. Researches are executed by means of program MATLAB 6.13. Adequacy of mathematical models and the accepted conjectures is confirmed experimentally. On the basis of the certain optimum parameters the construction of the proportional electrohydraulic valve and the new scheme of mobile machines hydraulic drive are developed.

Keywords: electro-hydraulic valve, independent control, mobile machines.

Лозинский Д.А. Пропорциональный электрогидравлический распределитель с независимым управлением потоков для мобильных машин.- Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 - Машиноведение. - Винницкий национальный технический университет, Винница - 2010.

Диссертация посвящена решению научной задачи создания и исследования пропорционального электрогидравлического распределителя с независимым управлением потоков для уменьшения энергетических потерь в ГП мобильной машины.

В результате проведенного анализа современных схем и конструкций электрогидравлических распределителей сформулирована совокупность требований, которые предъявляются к распределителям ГП мобильных машин: пропорциональность управления потоками гидродвигателя (ГД), возможность независимого управления потоками ГД, высокая степень герметичности полостей ГД, быстродействие, регулировка и стабилизация потока ГД в соответствии с величиной нагрузки на РО.

В мобильных машинах целесообразным является применение клапанно-золотниковых распределителей, что позволяет обеспечить герметичность полостей ГД и пропорциональное, независимое управление потоками жидкости как на входе, так и на выходе ГД.

Для обоснования выбора схемы первого каскада были разработаны два варианта: на основе золотникового и клапанного распределительных элементов. Для сравнения вариантов были созданы математические модели. Решение математических моделей позволило провести сравнительный анализ на основе следующих показателей: пропорциональность перемещения золотника второго каскада напряжению управления, быстродействие срабатывания, гистерезис.

Схема первого каскада на основе клапанного распределительного элемента использована для создания экспериментального образца пропорционального электрогидравлического распределителя с независимым управлением потоков.

Для его исследования создан экспериментальный стенд и определены характеристики необходимые для создания адекватной математической модели распределителя: потери через диаметральный кольцевой зазор золотника второго каскада, которые влияют на



характеристику перемещения золотника, а также потери в управляемом обратном клапане, определяющие степень герметичности полостей ГД. Полученные данные аппроксимированы с помощью метода наименьших квадратов.

Для исследования распределителя была создана расчетная схема и математическая модель, что включает экспериментальные зависимости характеристик распределителя. При составлении уравнений математической модели принята традиционная для гидравлических распределителей система допущений и упрощений.

Решение уравнений математической модели распределителя, выполненное с помощью программы MATLAB Simulink 6.13, позволило получить зависимости переменных состояния распределителя во времени. В ходе исследований найдена совокупность конструктивных параметров, которые определяют границы устойчивости распределителя, а также закономерности влияния конструктивных параметров на динамические характеристики. Проведена оптимизация конструктивных параметров.

Адекватность математических моделей и принятых допущений подтверждена при экспериментальных исследованиях опытного образца распределителя. Экспериментальные данные изменения давлений, перемещений и потока регистрировались с помощью ПК, АЦП, тензометрических датчиков и тахогенератора.

С учётом определенных оптимальных параметров разработана схема и конструкцию пропорционального электрогидравлического распределителя, которая обеспечивает:

- пропорциональное, независимое управление потоками ГД, что позволяет выполнять рабочие операции за счет попутной технологической нагрузки;
- высокую степень герметичности полостей ГД;
- регулировку потока, что поступает к ГД в соответствии с величиной технологической нагрузки на РО.

На основе распределителя разработана схема гидропривода погрузчика «БОРЕКС-2271» с уменьшенными энергетическими потерями.

Ключевые слова: электрогидравлический распределитель, независимое управление, мобильные машины.

Підписано до друку 11.03.10 р. Формат 29.7×42¼  
Наклад 100 прим. Зам. № 2010-045  
Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі  
Вінницького національного технічного університету  
м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95. Тел.: (0432) 59-81-59