

УДК 622.232.72-52

Стаднік М., д-р техн. наук, проф., Іванов М., канд. техн. наук, проф., Моторна О., канд. техн. наук, Переяславський О., канд. техн. наук, доц., Ярошенко Л., канд. техн. наук, доц (Вінницький національний аграрний університет)

## Поліпшення характеристик спеціального електрогідравлічного розподільника

У статті розглядається питання поліпшення характеристик моноблочного електрогідравлічного розподільника для систем автоматики в машинах агропромислового комплексу.

Виконано аналіз застосування сучасних агрегатів з електрокеруванням у різних машинах як агропромислового комплексу, так і в інших галузях народного господарства. Розглядається конструкція спеціального гідророзподільника ГР20-24Е з електрогідравлічним керуванням з використанням розвантаження гідросистеми під час її роботи в холостому режимі. Проаналізовано спрацювання розвантажувального розподільника за можливо меншого перепаду тиску між напірною і зливною лініями. Проаналізовано два параметра, які впливають на величину перепаду тиску. Це гідравлічний опір в лінії відведення потоку управління з торцевої порожнини розподільного золотника на злив і зменшення витрат з камери керування розподільника. Знайдено конструкційні рішення, які дозволили зменшити перепад тиску і час спрацювання розвантажувального розподільника. Був підготовлений спеціальний стенд для експериментальних досліджень, на якому були проведені вимірювання параметрів дослідних зразків електрогідравлічних розподільників. Побудовано залежності часу вимикання розвантажувального і лінійного золотників розподільника від величини тиску в лінії розвантаження.

**Ключові слова:** гідророзподільник, електромагніт, пілотна частина, експериментальні дослідження, надійність.

**Вступ.** Сучасні мобільні машини, які використовуються в технологічних процесах як агропромислового комплексу, так і в інших галузях народного господарства, у своїй більшості містять гідравлічний привод для функціонування їхніх робочих органів [1, 9]. Для керування виконавчими двигунами таких машин завдяки ряду своїх переваг широко використовуються гідроагрегати з електромагнітним керуванням [2], серед яких широке розповсюдження знайшли двокаскадні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням [3, 4].

Традиційно гідросистеми машин у холостому режимі працюють за постійних витрат та мінімального тиску, тобто з увімкненим насосом та без керівних команд автоматично вмикаються так звані розвантажувальні розподільники, які спрямовують потік робочої рідини на злив. Циркуляція рідини в холостому режимі триває до тих пір, поки не надійдуть сигнали на вмикавання командних розподільників (їх може бути декілька). Тоді розвантажувальний розподільник автоматично вимикається, перекриваючи потік рідини на злив і спрямовуючи мастило до відповідних силових приводів робочих органів машини.

**Постановка проблеми.** Розглянутий у роботі [5] спеціальний моноблочний двосекційний гідророзподільник містить розвантажувальний розподільник, проте він спрацює за досить великого перепаду тиску, що призводить до збільшення втрат енергії в гідросистемі.

У цій статті розглядається обґрунтування раціональних параметрів [10] гідророзподільника для змен-

шення перепаду тиску між його напірною і зливною лініями. Саме цей перепад тиску керує золотником розвантаження.

**Результати досліджень.** Конструкція спеціального моноблочного двосекційного гідророзподільника ГР20-24Е [5] з умовним проходом 20 мм і номінальною витратою 80 л / хв на номінальний тиск 32 МПа [5] наведена на рис. 1, де показаний один модуль цього розподільника.

У загальному корпусі розподільника в окремих отворах розміщені два силових розподільних золотники 1 і два керувальні кожним з них дроселі. Пілот складається із загального сідла 2, напірної 4 і зливної 5 кульок, які утворюють відповідні дроселі. Між кульками розташований штовхач 6. До корпусу розподільника кріпиться електромагнітний привід 9 з котушкою 7.

Кульки 4 і 5 із сідлами в комутаційній втулці утворюють керовані дроселі. Керування цими дроселями виконується штовхачем 6, який механічно зв'язаний з якорем електромагнітного привода 9. До напірної кульки 4 підводиться робоча рідина з порожнини 3, зв'язаної з напірним каналом Н, а зливна кулька 5 зв'язана з порожниною зливу С. Міждросельна порожнина через радіальні отвори у втулці і комутаційний канал у корпусі з'єднана з порожниною У, яка з'єднана з торцевою порожниною розподільного золотника 1.

За відсутності керівного електричного сигналу на електромагнітний привід його якор піджимається пружиною у вихідне верхнє (за рисунком) положення. За цієї умови напірна кулька 4 тиском у порожнині 3 притискається до сідла, перекриваючи відповідний дро-

сель, а зливна кулька 5 не зафіксована і відповідний дросель з'єднує верхню торцеву порожнину розподільного золотника 1 зі зливом. Силевий золотник завдяки його ступінчастій конструкції робочим тиском у порожнині Н зміщується у верхнє початкове положення, з'єднуючи циліндрову лінію зі зливом.

Під час подачі керівного електричного сигналу на електромагнітний привод, його якор втягується і штовхає зливну кульку 5, яка сідає на сідло і перекриває злив з порожнини керування У силового золотника. Водночас штовхач 6 відводить напірну кульку 4 від сідла і відкриває напірний дросель, направляючи гідравлічний сигнал у порожнину У. Силевий золотник перемикається, спрямовуючи робочу рідину споживачеві Ц. З вимиканням керівного електричного сигналу описані функціональні елементи повертаються в початкове положення.

До порожнини Н розподільника підводиться робоча рідина з напірного каналу гідросистеми, а отворами С і Ц розподільник з'єднується відповідно зі зливним і циліндровим (каналом силових гідропроводів, умовно «Циліндр») каналами гідросистеми. При цьому реалізується схема трілінійного двопозиційного розподільника.

Важливим питанням роботи гідросистеми є спрацювання розвантажувального розподільника за можливо меншого перепаду тиску між напірною і зливною лініями (не більше 1-1,5 МПа). Робота розподільника в режимі розвантаження була перевірена на лабораторному стенді. Для визначення фактичного тиску в напірній і зливній лініях були встановлені датчики тиску і регульований дросель. Результати дослідження показали, що для забезпечення спрацювання розподільника на вимикання не більше ніж за 0,4 с необхідно штучно підтримувати перепад тиску до 3 МПа і більше, що призводить до інтенсивного нагрівання мастила.

Через це були проведені роботи зі зниження цього перепаду тиску. Перш за все, аналізувалося, чим можна зменшити гідравлічний опір у лінії відведення потоку керування з торцевої порожнини розподільного золотника на злив через зливний дросель пілота. Втрати тиску можливі через втрати в комутаційних каналах, де режим течії рідини ламінарний і на дросельній щілині, де режим течії рідини турбулентний.

Дослідження комутаційного каналу на ділянці підведення робочої рідини до зливної дросельної щілини пілота показало, що закладена мала площа кільцевого

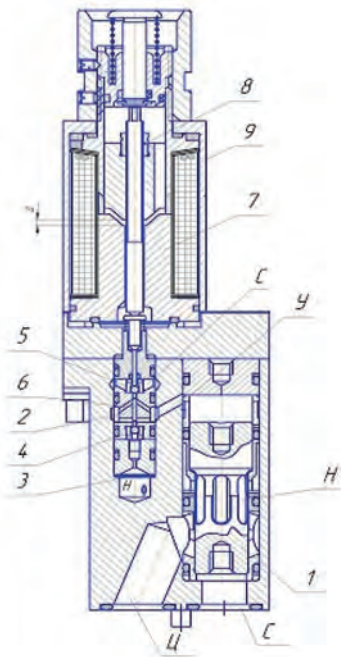


Рис. 1 – Конструкційна схема одного модуля гідророзподільника з електрогідравлічним керуванням

каналу для проходження рідини. Втрати тиску  $\Delta p_k$  на такій ділянці пропорційні витраті і обернено пропорційні коефіцієнту перетоків і визначаються виразом [6]

$$\Delta p_k = \frac{Q}{\sigma}, \quad (1)$$

де  $Q$  - витрата робочої рідини в каналі управління,  $\sigma$  - коефіцієнт течії робочої рідини по щілині, який визначається рівнянням Хагена - Пуазейля [7]

$$\sigma = \frac{\pi d}{12 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l} \varepsilon^3, \quad (2)$$

$\nu$  та  $\rho$  - в'язкість і щільність робочої рідини;  $d$ ,  $l$  і  $\varepsilon$  - діаметр каналу, його довжина і величина зазора, по якому тече робоча рідина.

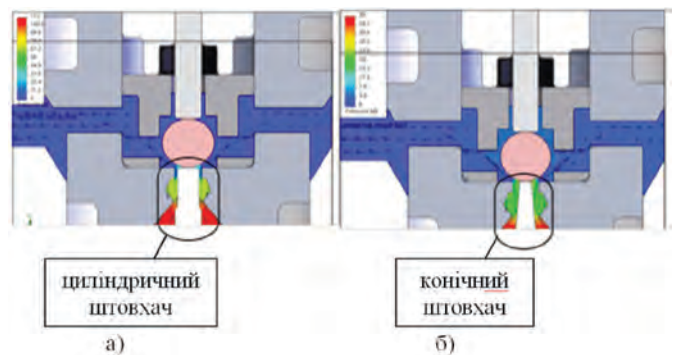


Рис. 2 – Гідравлічний опір проточної частини пілота: а) з циліндричним штовхачем; б) з конічним штовхачем

Програмою Flo Works була виконана візуалізація розподілу тиску в цьому каналі. Результати моделювання для початкової конструкції показані на рис. 2, а. Коли спрацьовує натискна частина нижнього штовхача конічної форми, площа кільцевого каналу збільшується і гідравлічний опір проточної частини істотно зменшується (рис. 2, б) через кубічну залежність витрат від зазора.

Дослідження втрат на зливній дросельній щілині пілота показало, що на крайці дроселя режим течії рідини турбулентний, тому втрати тиску на дроселі  $\Delta p_d$  визначаються квадратичною залежністю [8]

$$\Delta p_d = \frac{\rho \cdot Q^2}{2\mu^2 \cdot f^2}, \quad (3)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати,  $f$  - площа дросельної щілини.

З формули видно, що втрати тиску пропорційні квадрату витрати і обернено пропорційні квадрату площі дросельної щілини. Тому другим завданням було зменшення витрат з камери керування розподільника.

Це вирішили, зменшивши об'єм камери керування зі збереженням достатнього зусилля на вмикання. На рис. 3 показана схема роботи розвантажувального вузла розподільника, золотник якого має хвостовик з ущільненням, який займає частину камери керування. Камера над хвостовиком з'єднана з атмосферою через пристрій, який виключає підсмоктування пилу.

Розвантажувальний вузол був випробуваний на лабораторному стенді, обладнаному тензодатчиками

тиску. Результати обробки даних осцилографування показників роботи розподільника з вузлом розвантаження порівняно із силовим розподільником показані на рис 4.

Як і слід було очікувати, розподільник з вузлом розвантаження за тиску в лінії розвантаження від 0,3 до 1,5 МПа вимикається в 1,5-2 рази швидше, ніж силовий розподільник, випробуваний у режимі розвантажувального. За вищих тисків ця різниця меншає.

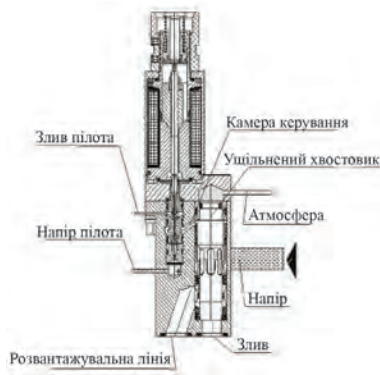


Рис. 3 – Схема роботи розвантажувального вузла гідророзподільника

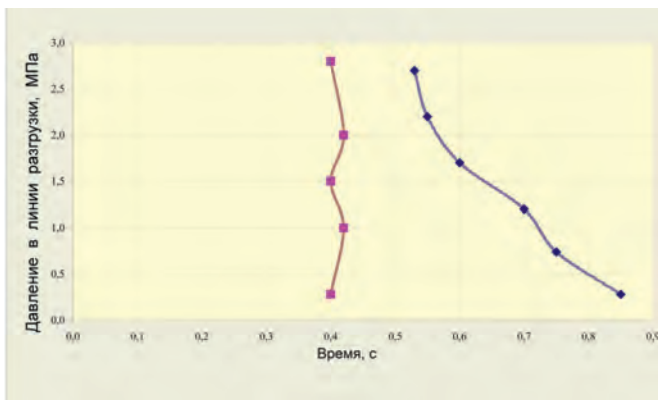


Рис. 4 - Залежність часу вимкнення розвантажувального (◇) та лінійного (◇) золотників розподільника від величини тиску в лінії розвантаження

**Висновки.** Розроблений та випробуваний моноблочний гідророзподільник з умовним проходом 20 мм і електрогідравлічним пілотним керуванням завдяки спеціальному виконанню розвантажувального гідророзподільника для розвантаження гідросистем у режимі, коли відсутнє під'єднання споживача дозволяє досягнути суттєвого зниження перепаду тиску і часу спрацювання цього золотника. Водночас зберігається сталість цього часу незалежно від тиску в напірній лінії.

### Література

1. CASE IH AGRICULTURE. Austoft Cane Harvesters [Electronic resource] / URL: <https://www.caseih.com/anz/en-au/products/harvesting/austoft-cane-harvesters/> Title of the screen.
2. HAWE Hydraulik. Products. Hydraulic valves. Directional spool valves. [Electronic resource] / URL: <https://www.hawe.com/products/product-search-by-category/hydraulic-valves/> Title of the screen.
3. Rexroth Bosch-Group. Mobile Hydraulics. Directional Control Valves SB 23 LS. [Electronic resource] / URL: <https://www.yumpu.com/en/document/view/8788049/wegeventile-sb-23-ls-directional-control-valves-bosch-rexroth/> Title of the screen.
4. Распределитель пропорциональный секционный

РПС80. Паспорт РПС80-000ПС. ЗАО «Стройгидравлика», г. Одесса. 2016. – 19 с.

5. Стаднік, М.І. Моноблочний електрогідравлічний розподільник / М.І. Стаднік, М.І. Іванов, О.О. Моторна, О.М. Переяславський // Збірник тез доповідей XIX Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2018 року) / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2018. – С. 74-75

6. Кондаков, Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М.: Машиностроение, – 1982. – 216 с.

7. Эберт, Г. Краткий справочник по физике: справочное издание / Г. Эберт, [пер. со 2-го нем. изд. Н. М. Шикунинной]; под ред. К. П. Яковлева. М.: Физматгиз, 1963. – 552 с.

8. Чугаев, Р. Р. Гидравлика: Учебник [для вузов]. / Р. Р. Чугаев. – [4-е изд.]. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.

9. Думич, В. Машины та обладнання для видалення пнів / В. Думич, М. Мазурак // Техніка і технології в АПК. – 2018. – № 8-9 (107). – С. 7-11.

10. Кравчук, В. Системна структуризація проектно-орієнтованих наукових досліджень з використанням методології моделювання процесів IDEF0 / В. Кравчук, О. Митрофанов // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України – 2017 - № 21 (35) – С. 22-29.

**Анотація.** В статтю розглядається питання удосконалення характеристик моноблочного електрогідравлічного розподільника для систем автоматизації в машинах агропромислового комплексу.

Виконано аналіз застосування сучасних агрегатів з електроуправлінням в різних машинах як агропромислового комплексу, так і в інших галузях народного господарства. Розглядається конструкція спеціального гідророзподільника ГР20-24Э з електрогідравлічним управлінням з використанням розгрузки гідросистеми при її роботі на холостому режимі. Проаналізовано спрацювання розгрузочного розподільника при можливо меншому перепаді тиску між напірною та сливною лініями. Проаналізовані два параметри, які впливають на величину перепаду тиску. Це гідравлічне опір в лінії відводу потоку управління з торцевої порожнини розподільника золотника на слив і зменшення витрати з камери управління розподільника. Знайдені конструктивні рішення, які дозволили зменшити перепад тиску і час спрацювання розгрузочного розподільника. Було підготовлено спеціальний стенд для експериментальних досліджень, на якому проведені вимірювання параметрів досліджуваних електрогідравлічних розподільників. Побудовано залежності часу відключення розгрузочного та лінійного золотників розподільника від величини тиску в лінії розгрузки.

**Summary.** The question of improving the performance of a monoblock electro-hydraulic directional control valve for automation systems in the machinery of the

agro-industrial complex is considered.

The analysis of the use of modern units with electric control in various machines of both the agro-industrial complex and other sectors of the national economy is carried out. The design of a special directional control valve GR20-24E with electro-hydraulic control using the unloading of the hydraulic system during its operation at idle mode is considered. The analysis of the operation of the discharge valve with the smallest possible pressure drop between the pressure and drain lines was performed. Analyzed two parameters that affect the magnitude of the pressure drop. This is the hydraulic resistance in the control flow line from the end cavity of the direc-

tional control valve to drain and reducing the flow rate from the control valve of the directional control valve. Found constructive solutions that reduce the pressure drop and the response time of the discharge valve. A special stand for experimental studies was prepared on which the parameters of prototypes of electrohydraulic directional control valve were measured. The dependences of the off time of the discharging and linear spools of the directional control valve on the pressure in the discharge line are constructed.

Стаття надійшла до редакції 27 грудня 2018 р.