

DOI: <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2020-1-57-65>

УДК 621.22

**В. Г. Пилявець; А. О. Товкач; Л. Г. Козлов, д. т. н., доц.;**  
**Ю. А. Буренніков, к. т. н., проф.; О. О. Кравчук**

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АДАПТИВНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ НА БАЗІ РОЗПОДІЛЬНИКА З ПРОПОРЦІЙНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ КЕРУВАННЯМ**

*На сьогодні актуальною тенденцією розвитку гідросистем мобільних робочих машин є перехід на використання регульованих насосів і гідроапаратури з пропорційним електрогідравлічним керуванням. У таких гідросистемах, як правило, забезпечується відповідність продуктивності насосів величинам потоків, що споживаються гідродвигунами, а також пропорційності величини тиску в гідросистемі навантаженню на гідродвигуні або найбільш навантаженому із декількох гідродвигунів.*

*Мобільні машини, які мають гідросистеми такого типу, можуть ефективно працювати з великою номенклатурою змінних робочих органів, що забезпечують високу якість виконуваних робіт, а також суттєве завантаження машин протягом року. Окрім того, пропорційне керування в гідросистемах такого типу забезпечує високу точність під час виконання операцій, а також суттєво покращує умови роботи операторів машин.*

*У роботі представлено адаптивну гідросистему на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Створено експериментальний стенд для випробувань адаптивної гідросистеми. Наведено гідравлічну схему розподільника та конструкцію робочої секції. Розподільник забезпечує можливість дистанційного пропорційного електромагнітного керування потоком від контролера з можливістю стабілізації швидкості руху гідродвигуна. Адаптивна гідросистема забезпечує можливість узгодження швидкостей руху гідродвигунів. Наведено метрологічну характеристику стенда, який дозволяє контролювати значення тиску в гідросистемі, величини струмів та напруги в лініях керування, число обертів гідромотора, а також реєструвати залежності величин тиску в гідросистемі від часу за зміни навантаження. Визначено, що похибка стабілізації величини потоку через розподільник не перевищує 6,8 % удосліджуваному діапазоні зміни навантаження, а величина потоку пропорційно змінюється за сигналом, поданим від контролера. Час регулювання в гідросистемі на основі розробленого розподільника не перевищував 0,83 с в діапазоні зміни тиску  $p_n = (1,5 \dots 7,0)$  МПа та витрати насоса  $Q_n = (0,05 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с.*

**Ключові слова:** адаптивна гідросистема, розподільник, пропорційне електрогідравлічне керування, експериментальний стенд, стабілізація потоку, похибка стабілізації, час регулювання.

### **Вступ**

Стійкою тенденцією розвитку гідросистем мобільних робочих машин є перехід на використання регульованих насосів і гідроапаратури з пропорційним електрогідравлічним керуванням. У таких гідросистемах, як правило, забезпечується відповідність продуктивності насосів величинам потоків, що споживаються гідродвигунами, а також пропорційності величини тиску в гідросистемі навантаженню на гідродвигуні або найбільш навантаженому із декількох гідродвигунів [1, 2].

Мобільні машини, які мають гідросистеми такого типу, можуть ефективно працювати з великою номенклатурою змінних робочих органів, що забезпечують високу якість виконуваних робіт, а також суттєве завантаження машин протягом року. Окрім того, пропорційне керування в гідросистемах такого типу забезпечує високу точність під час виконання операцій, а також суттєво покращує умови роботи операторів машин [3, 4]. Важливим є те, що гідросистеми на основі регульованих насосів та електрогідравлічної апаратури забезпечують роботу з високим гідравлічним ККД за рахунок суттєвого зменшення непродуктивних втрат потужності в робочому циклі [5, 6]. Використання

гідроагрегатів з електрогідравлічним керуванням створює широкі можливості для застосування в гідросистемах мобільних робочих машин програмованих контролерів. Застосування контролерів дозволяє узгоджувати режими роботи машини із змінними зовнішніми умовами та навантаженнями на робочі органи, а також швидкісні режими роботи двох або більше гідродвигунів, що працюють одночасно, ці можливості дозволяють підвищити продуктивність роботи машини [8].

### **Аналіз робіт за темою досліджень**

У роботах [9] запропоновано схему проведення дослідження адаптивної гідросистеми на базі нерегульованих насосів, регульованого гідромотора та контролера. Адаптивна гідросистема призначена для використання в мобільній машині під час виконання операцій, що потребують узгодження швидкісних режимів декількох гідродвигунів. Однак застосування нерегульованих насосів супроводжуватиметься значними втратами потужності під час регулювання швидкісних режимів гідромоторів. Окрім того, у гідросистемі використані розподільники з електромагнітним релейним керуванням, що ускладнює керування під час знакозмінного навантаження. Передбачено керування швидкістю тільки одного гідромотора, що обмежує функціональні можливості такої адаптивної гідросистеми.

У роботі [10] представлено систему гідроприводів на основі регульованих насосів, секційного розподільника та контролера для мобільної робочої машини й проведено її дослідження. Недоліком запропонованої конструкції розподільника є відсутність пропорційного електрогідравлічного керування потоками під час живлення двох і більше гідродвигунів від одного регульованого насоса. Окрім того, у системі гідроприводів не забезпечується узгодження величин швидкостей руху гідродвигунів.

У роботах [11, 12, 13] наведено схему механотронного гідроприводу на основі регульованого насоса, релейних розподільників, пропорційної гідроапаратури та контролера. У запропонованому гідроприводі забезпечується можливість узгодження швидкості руху двох гідродвигунів. Недоліком такого механотронного гідроприводу є відсутність у розподільниках пропорційного електромагнітного керування. Функція пропорційного електромагнітного керування забезпечується введенням додаткових гідроагрегатів, що ускладнює гідропривод.

**Метою роботи** є проведення експериментальних випробувань адаптивної гідросистеми на базі регульованого насоса, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням і чутливістю до навантаження.

### **Основний матеріал**

На рис. 1 представлена гідравлічна схема стенда для досліджень адаптивної гідросистеми на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням.

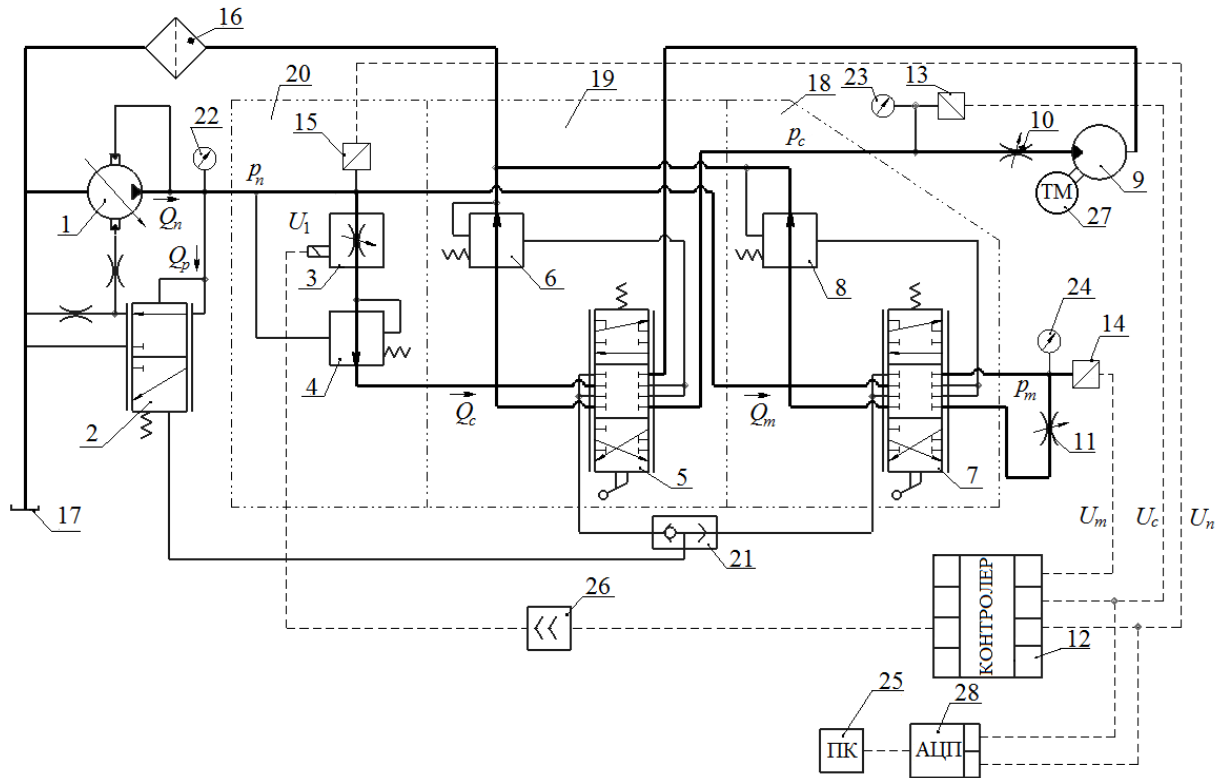


Рис. 1. Гідравлічна схема стенда

Стенд складається з регульованого насоса 1 з регулятором 2, розподільника з блоком регулювання 20, робочими секціями 18, 19, гідромотора 9 з тахометром 27, дроселів 10, 11, контролера 12, логічного клапана 21, фільтра 16 та бака 17. На стенді встановлено також датчики тиску 13, 14 та манометри 22, 23, 24. Блок регулювання 20 складається з дроселя 3 з електромагнітним керуванням і клапана перепаду тиску 4. У кожній із робочих секцій 18 та 19 встановлено золотники 7 та 5 і гальмівні клапани 8 та 6 відповідно.

Гідросистема, представлена на стенді працює так. Насос 1 направляє подачу  $Q_n$  під тиском  $p_n$  до розподільника, у якому вона розділяється на три потоки  $Q_p$ ,  $Q_c$  та  $Q_m$ . Потік  $Q_p$  забезпечує роботу регулятора 2. Потік  $Q_c$  проходить через блок регулювання 20, робочу секцію 19, дросель 10 до гідромотора 9, створюючи тиск  $p_c$ . Потік  $Q_m$  проходить через робочу секцію 18 та через дросель 11, створюючи тиск  $p_m$ . Величина потоку  $Q_c$  залежить від відкриття робочого вікна дроселя 3 та відкриття робочого вікна золотника 5. Величину відкриття робочого вікна дроселя 3 визначають сигналом  $U_1$ , що надходить від контролера 12. Величину відкриття робочого вікна золотника 5 визначають його положенням відносно корпусу задають оператором у процесі досліджень. Величина потоку  $Q_m$  залежить від величини відкриття робочого вікна золотника 7, яке визначає оператор за умови, що в процесі досліджень величина тиску  $p_m$  на вході в дросель 11 перевищує величину тиску  $p_n$  на вході в дросель 10. Величини тисків  $p_c$  та  $p_m$  налаштовують дроселі 10 та 11 відповідно. Логічний клапан 21 забезпечує подачу робочої рідини під тиском  $p_m$  до регулятора 2. Це дозволяє підтримувати на вході насоса тиск  $p_n$ , величина якого пропорційна величині тиску  $p_m$  на вході в дросель 11. Величину потоку  $Q_c$ , що надходить до гідромотора 9 можливо налаштувати за допомогою контролера 12, формуючи сигнал керування  $U_1$ , що подається на дросель 3 з електромагнітним керуванням. Величину сигналу  $U_1$  можна задавати програмно у вигляді залежності від часу або в залежності від величин тисків  $p_n$ ,  $p_c$ , та  $p_m$ , які через датчики тиску 15, 13, та 14 подають сигнали  $U_n$ ,  $U_c$  та  $U_m$  на входи контролера 12. Наявність на стенді гідромотора 9 із тахометром 27 дозволяє в статичних режимах фіксувати частоту обертання вала гідромотора 9 і оцінювати величину потоку  $Q_c$ , що проходить через робочу секцію 19. Аналогово-цифровий перетворювач 28 у комплексі з персональним комп'ютером Наукові праці ВНТУ, 2020, № 1

25 дозволяють фіксувати залежності величин тиску від часу за зміни налаштувань дроселів 3, 10 та 11 у момент запуску стенда.

Технічна характеристика стенда:

1.	Номінальна подача насоса	$1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$
2.	Номінальний тиск насоса	16 МПа;
3.	Діапазон регулювання подачі насоса	$(0,05 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$
4.	Тонкість фільтрації	15 мкм;
5.	Точність вимірювання тиску	$\pm 1,5\%;$
6.	Точність вимірювання частоти гідромотора	$\pm 1,0\%;$
7.	Точність вимірювання напруги	$\pm 0,5\%;$
8.	Точність вимірювання струму	$\pm 0,5\%;$
9.	Точність вимірювання температури	$\pm 0,5^\circ\text{C}.$

На рис. 2 представлено конструкцію робочої секції розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням.

Секція складається з корпусу 1, у якому розташований золотник, який приводиться до руху рукояткою 3. Золотник можна зафіксувати тільки в положенні «нейтральне». Під час переміщення золотника вліво або вправо відкриваються його робочі вікна. За допомогою зміни положення золотника можна пропорційно керувати величиною витрати, що проходить через розподільник. Гальмівний клапан 4 дозволяє здійснювати контроль супутнього навантаження на гідродвигунах, а також забезпечує злив робочої рідини від гідродвигуна через камеру 9. Регульований дросель 5 приводиться до руху пропорційним електромагнітом 6, який отримує сигнал керування від контролера. Пропорційно величині сигналу керування змінюється величина потоку через розподільник. Клапан перепаду тиску 7 забезпечує стабілізацію величини потоку робочої рідини через розподільник за зміни навантаження на гідродвигові. Насос, що подає робочу рідину через розподільник приєднується до каналу 8, а гідродвигун – до штуцерів 10.

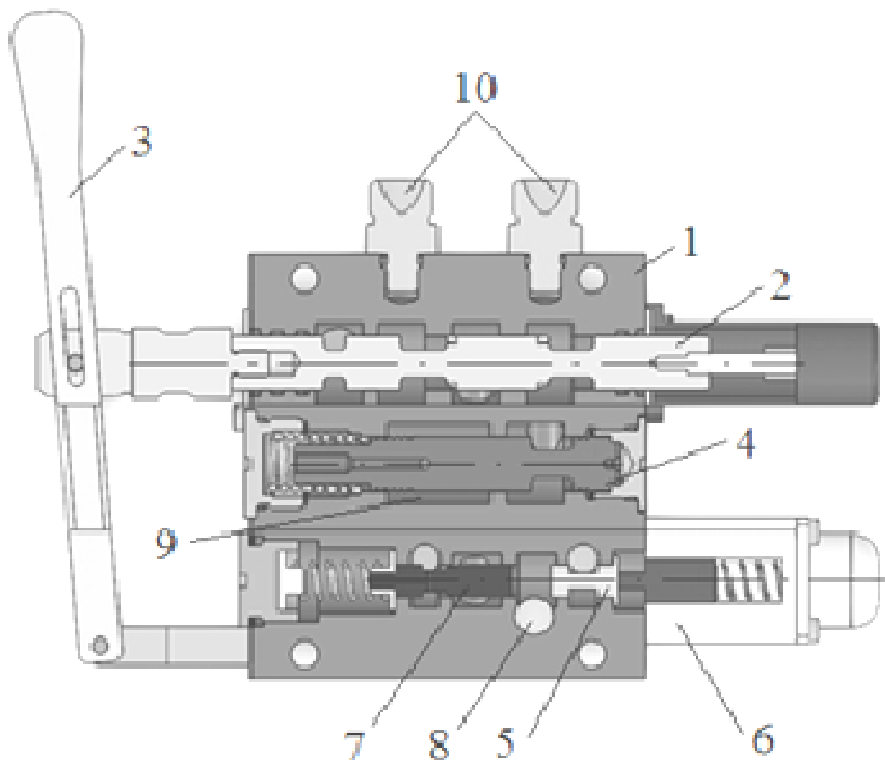


Рис. 2. Конструкція секції розподільника

На рис. 3 представлено фото розподільника, змонтованого на стенді.

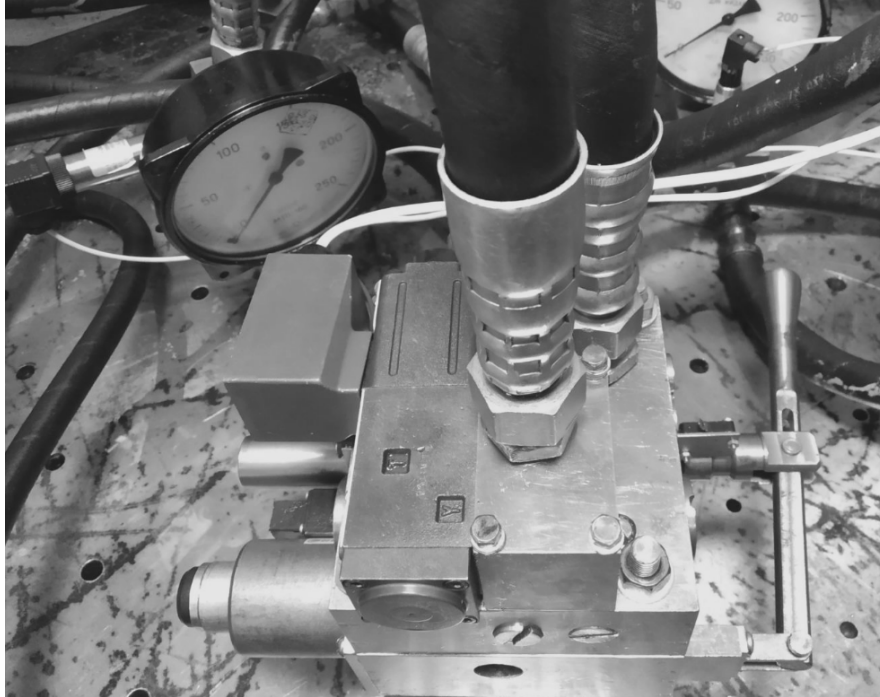


Рис. 3. Фото розподільника на стенді

У процесі досліджень визначено залежність величини потоку  $Q_c$  через розподільник від величини тиску  $p_c$  на вході дроселя 10 (див. рис. 1). Дослідження проведено для двох налаштованих значень  $Q_c = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та  $Q_c = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Налаштування величини  $Q_c$  забезпечують на основі контролю величини числа обертів гідромотора 9 за допомогою тахометра 27. Величину потоку  $Q_c$  визначають як

$$Q_c = q \cdot n / \eta_0$$

де  $q = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  – робочий об’єм гідромотора;  $\eta_0 = 0,96$  – об’ємний ККД гідромотора.

На рис. 4 представлена залежність  $Q_c = f(p_c)$  в діапазоні зміни тиску  $p_c = (1,0 \dots 6,5)$  МПа.

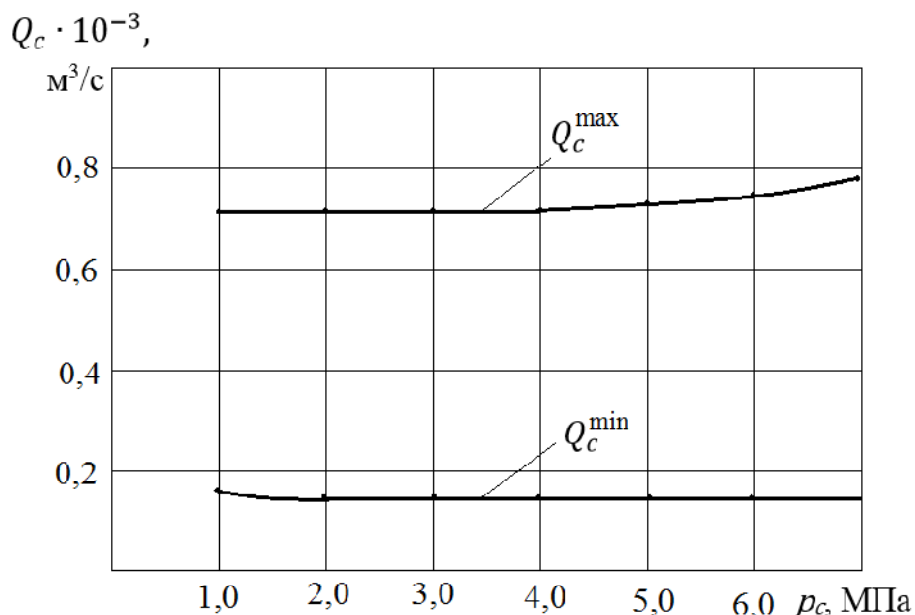


Рис. 4. Залежність потоку  $Q_c$  через розподільник від величини тиску  $p_c$  на вході в дросель

Із зміною величини тиску  $p_c$  величина потоку  $Q_c$  дещо змінюється відносно налаштованого значення. Величину відхилення потоку  $Q_c$  від налаштованого значення оцінювали за величиною похибки стабілізації  $A$  за формулою:

$$A = \frac{Q_c^{max} - Q_c^{min}}{Q_c^{min}} \cdot 100\%,$$

де  $Q_c^{max}$ ,  $Q_c^{min}$  – відповідно максимальне та мінімальне значення потоку заграничних значень  $Q_c$  розглянутого діапазону. При налаштуванні  $Q_c = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  величина похибки стабілізації складає  $A = 5,5 \%$ , а під час налаштування  $Q_c = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  –  $A = 6,8 \%$ .

На рис. 5 представлено залежність величини потоку  $Q_c$  від величини напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя 3. Величину  $U_1$  формує і підтримує на сталому рівні в період визначення величини частоти обертання вала гідромотора 9 контролер. Визначали значення частоти обертання вала гідромотора за зміни  $U_1$  в діапазоні від 7 В до 11 В із кроком зміни 1 В. За значеннях частоти обертання вала гідромотора визначали величину потоку  $Q_c$  через робочу секцію розподільника. Дослідження проведено для двох значень величини тиску  $p_n$ , що дорівнюють 2,0 МПа та 4,0 МПа.

Розподільник забезпечує пропорційну зміну величини потоку  $Q_c$  за зміни величини напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя. Із зростанням величини тиску  $p_n$  на виході насоса нелінійність цієї залежності зростає.

На рис. 6 представлено залежність тиску  $p_n$  на виході насоса від часу під час його запуску. Осцилографування проведено за ввімкненого золотника 5 та вимкненого золотника 7. Попередньо дросель 10 був налаштований на створення статичного тиску  $p_n = 5,0$  МПа, а регульований дросель 3 налаштований на величину потоку  $Q_c = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . У процесі досліджень тиск  $p_n$  вимірювали датчиком тиску 15 та записували на персональному комп'ютері 25. Час перехідного процесу за  $p_n = 5,0$  МПа та  $Q_c = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  становить 0,7 с.

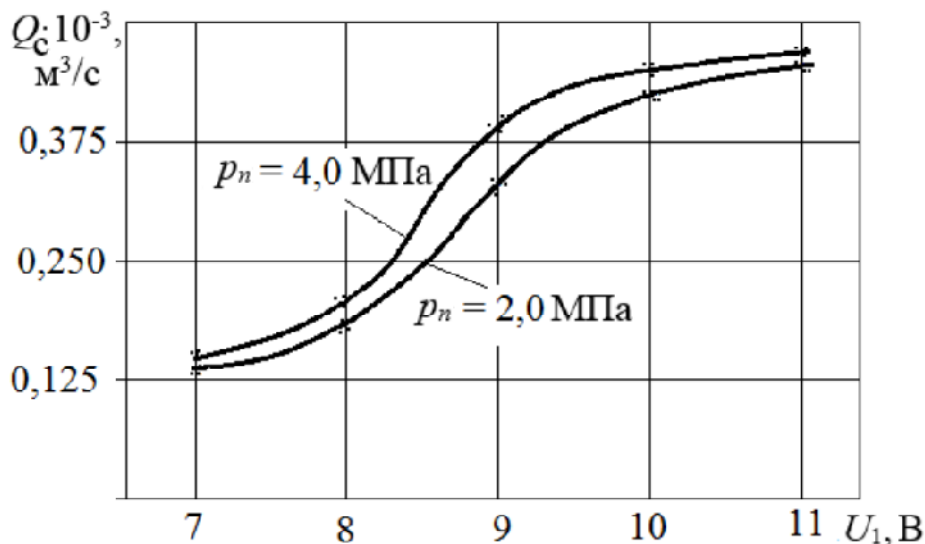


Рис. 5. Залежність величини потоку  $Q_c$  через розподільник від величини напруги  $U_1$

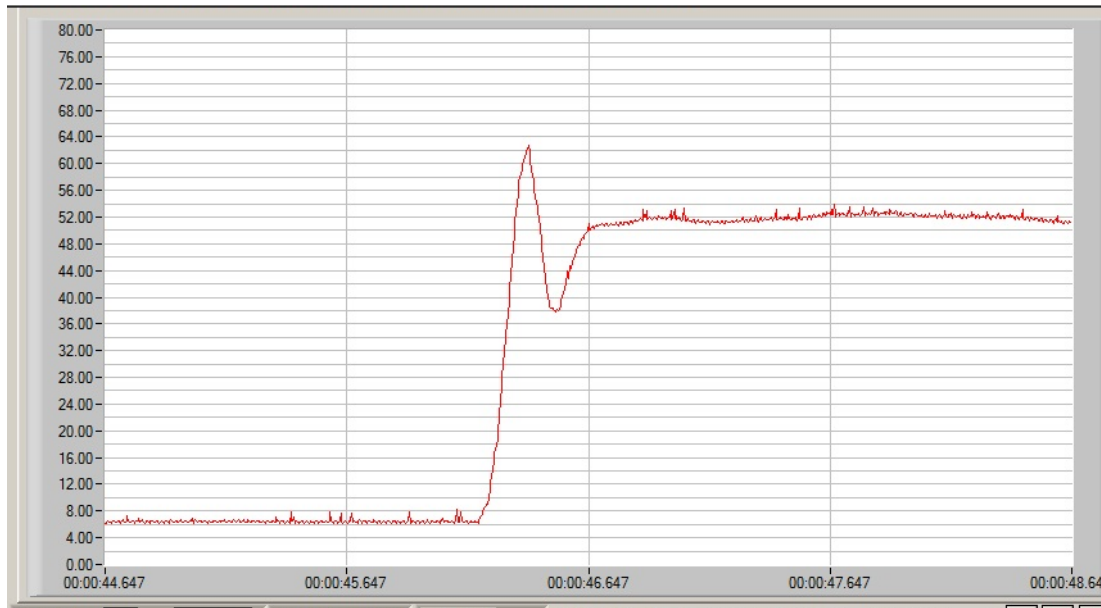


Рис. 6. Залежність величини тиску  $p_n$  на виході насоса від часу під час запуску

На рис. 7 представлено залежності тисків  $p_n$  (на виході насоса) та  $p_c$  (на вході в дросель 10) від часу за умови швидкого зменшення величини площі відкриття дроселя 10.

Тиски  $p_n$  та  $p_c$  вимірювали датчиками 15 та 13 та реєстрували на персональному комп'ютері 25. Попередньо величину відкриття дроселя 13 налаштували на тиск  $p_c = 1,0$  МПа, а величину відкриття дроселя 3 на потік  $Q_c = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с. За різкого зменшення відкриття вікна дроселя 10 тиски  $p_n$  та  $p_c$  зростають. При цьому зберігається співвідношення в усталеному режимі  $p_n = p_c + 1,6$  МПа, що відповідає налаштуванню регулятора 2 регульованого насоса 1. Час перехідного процесу становить  $t_p = 0,83$ с.

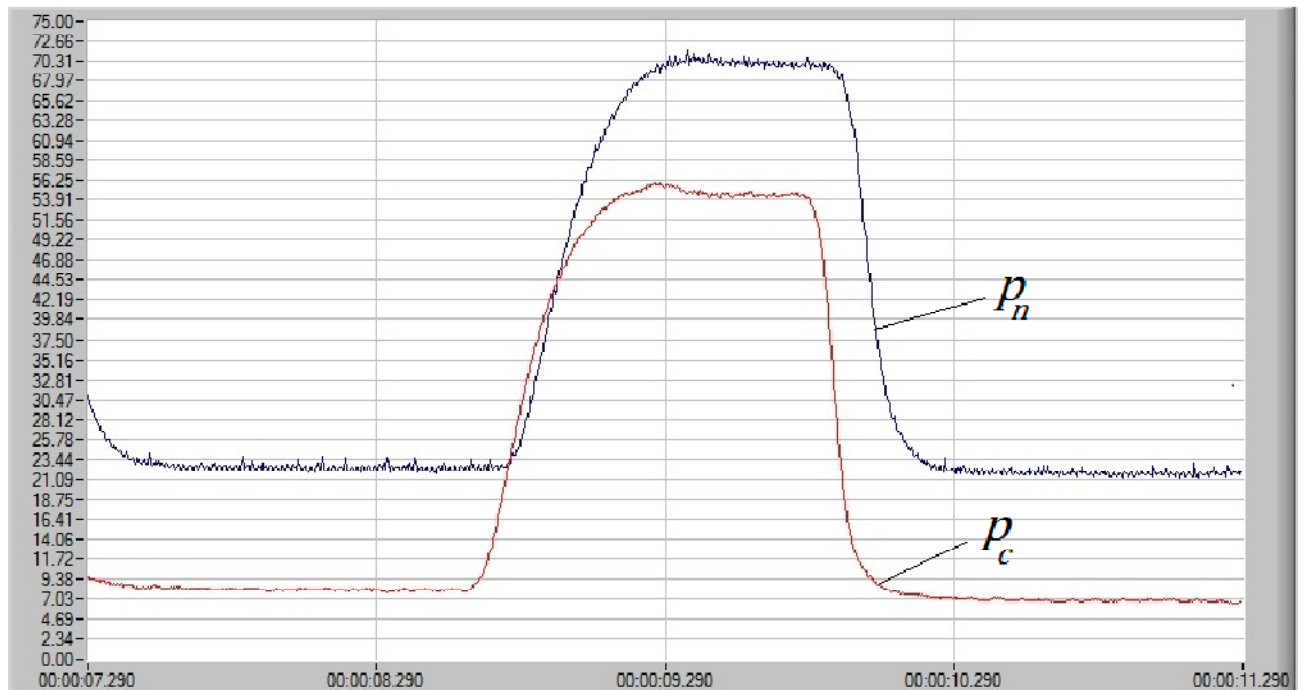


Рис. 7. Залежності величин тисків  $p_n$  та  $p_c$  від часу за зменшення робочого вікна дроселя на виході розподільника

## Висновки

1. Проведені дослідження підтверджують працездатність розробленої схеми та конструкції розподільника з електромагнітним керуванням і гідросистеми, створеної на його основі.

2. У статичних режимах забезпечується пропорційне регулювання потоку від насоса до гідродвигуна відповідно до величини сигналу, який подають від контролера. За зміни величини тиску в гідросистемі значення потоку підтримується близьким до налаштованого. Похибка стабілізації потоку за зміни тиску  $p_c = (1,0 \dots 7,5)$  МПа не перевищувала  $A \leq 6,8 \%$ .

3. У процесі динамічних досліджень виявлено, що під час запуску насоса та різкої зміни налаштування дрoселя на виході з гідросистеми в діапазоні зміни тиску  $p_n = (1,5 \dots 7,0)$  МПа та витрати насоса  $Q_n = (0,05 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с час регулювання в гідросистемі не перевищував  $t_p \leq 0,83$  с.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Du C. Variable Supply Pressure Electrohydraulic System for Efficient Multi-axis Motion Control : A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy University of Bath Department of Mechanical Engineering / Can Du. – University of Bath: November, 2014. – 221p.
2. Finzel R. New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / R. Finzel, S. Helduser // Fluid Power and Motion Control. – 2008. – P. 311–321.
3. Scherer M. Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits / M. Scherer, M. Geimer, B. Weis // The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power: June 3-5, 2013. – Sweden, 2013. – P. 531–540.
4. Stamm von Baumgarten T. A novel system layout for extended functionality of mobile machines / T. Stamm von Baumgarten, B. Grösbink, T. Lang, H.-H. Harms // Fluid Power and Motion Control. – United Kingdom, 2008. – P. 13–25.
5. Екксаватор-навантажувач БАМ-2014 та модифікації. Інструкція з експлуатації. – Київ, 2018. – 150 с.
6. Busquets E. Toward Supervisory-Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement-Controlled Hydraulic Hybrid Machines / E. Busquets, M. Ivantysynova // Mobile Hydraulics Paper 10-2: Purdue University. – Dresden, 2016. – P. 163–174.
7. Kozlov L. Energy-saving mechatronic drive of the manipulator / L. Kozlov // Buletinul institutului politehnic Din Iasi. – Tomul LVII (LXI). – 2011. – № 3. – P. 231 – 239.
8. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л. Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 – 30.
9. Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструментальной технологической машины / В. С. Сидоренко, В. И. Грищенко, С. В. Ракуленко [та ін.] // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. – 2017. – № 2. – С. 88 – 98.
10. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереждля мобільних робочих машин: дис. ... доктора технічних наук: 05.02.02 / Козлов Леонід Геннадійович. – К., 2015. – 420 с.
11. Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком / В. Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков [та ін.] // Проблеми тертя та зношування, Національний авіаційний університет. – 2019. – № 4(85). – С. 76 – 82. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13875.
12. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. Г. Пилявець [та ін.] // Вісник машинобудування та транспорту. – 2019. – Vol. 9, № 1. – С. 66 – 76.
13. Козлов Л. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми / Л. Г. Козлов, М. П. Коріненко, В. Г. Пилявець // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2018. – № 3. – С. 105 – 116.

Стаття надійшла до редакції 22.03.2020 р.

Стаття пройшла рецензування 24.03.2020 р.

**Пилявець Володимир Георгійович** – аспірант кафедри технології та автоматизації машинобудування.

**Товкач Артем Олегович** – інженер кафедри технологій та автоматизації машинобудування.



**Козлов Леонід Геннадійович** – доктор технічних наук, доцент, кафедра технології та автоматизації машинобудування.

**Буренніков Юрій Анатолійович** – кандидат технічних наук, професор, кафедра технології та автоматизації машинобудування.

**Кравчук Олександр Олександрович** – студент групи ІПМ-18мс.  
Вінницький національний технічний університет.