

# ЕНЕРГЕТИКА

УДК 621.2.2

**В.П. Нестеренко, к.т.н.**  
**Я.В. Данченков, к.т.н.**  
**В.М. Гудь**  
**О.П. Якимчук**

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРООБ'ЄМНОГО ПРИВОДУ З LS РЕГУЛОВАННЯМ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ

Національний університет водного господарства та природокористування

*Наведено блок-схему нелінійної імітаційної моделі і результати теоретичного дослідження перехідних режимів гідрооб'ємної чутливої до навантаження системи приводу робочих органів мобільних машин.*

**Ключові слова:** гідрооб'ємний привод, мобільні машини, автоматизовані системи.

### Вступ

Відомо, що гідросистеми сучасних будівельних, дорожніх, меліоративних машин (в подальшому мобільних машин -ММ) і різноманітного обладнання в значній мірі визначають їх функціональні можливості, продуктивність, економічність і зручність керування. Останнім часом до таких гідросистем пред'являються все більші вимоги по техніко-економічним показникам, експлуатаційним характеристикам та надійності. В найбільш загальному випадку ці вимоги зводяться до наступних [1,2]:

- забезпечення одночасної роботи досить великої кількості (до 10 , іноді більше) гідродвигунів;
- забезпечення роботи гідродвигунів у широких діапазонах зміни тисків і витрат;
- можливість одночасного, взаємозалежного функціонування декількох гідродвигунів, при забезпеченні їх чутливості до керуючих дій операторів і незалежності від навантажень;
- мінімізація енергетичних втрат у широких діапазонах регулювання.

В цих машинах все більшого застосування знаходить гідросистеми з гіdraulічним і електрогіdraulічним керуванням, широко запроваджуються мікропроцесорні і електронні системи.

Сучасні тенденції розвитку гідросистем ММ найбільш сконцентровані в гідросистемах керування робочими органами одноківшевих гіdraulічних екскаваторів, як найбільш багатофункціональних представниках таких машин. Ці тенденції включають:

- поширення багатопотокових систем з нерегульованими насосами;
- застосування багатопотокових систем з регульованими насосами і регуляторами потужності;
- застосування однопотокових гідросистем з LS – регулюванням (load sensing – LS–чутлива до навантаження) ;

Аналіз властивостей таких систем і досвід їх експлуатації дозволяє зазначити наступне:

- можливість суміщення операцій за рахунок одночасної роботи декількох гідродвигунів найбільш ефективно забезпечується за рахунок застосування декількох насосів і систем LS – регулювання;
- економічність роботи суттєво підвищується за рахунок застосування регульованих насосів, що забезпечує більш точне погодження подачі насосів з потребами гідродвигунів;
- вимоги до екскаваторних гідросистем найбільш ефективно задовольняються в багатопотокових гідросистемах, а для машин менших розмірних груп перспективними є гідросистеми з насосами, які мають LS – регулювання.

В LS- гідросистемах і тиск і витрата робочої рідини регулюються так, як цього вимагають умови експлуатації [3,4]. В них подача насоса змінюється згідно сигналу, що визначається навантаженням так, що різниця тиску між насосом і гідродвигуном залишається постійною.

Поєднання якісних робочих характеристик і високої ефективності LS - систем визначається спеціальною конструкцією золотників, які самі налаштовуються на відповідний режим роботи гідросистеми. У LS –гідросистемах, так само як і гідросистемах постійного тиску, одночасно

виконувані функції реалізуються при тиску, що відповідає максимальному навантаженню, з ряду одночасно працюючих двигунів.

Конструкція машини, в якій використовується LS – гідросистема, повинна бути достатньо жорсткою, оскільки тиск, що постійно змінюється, може викликати в ній негативні коливальні процеси.

Аналіз існуючої інформації по дослідженням показав, що застосування в приводах робочих органів сучасних ММ гідрооб'ємних систем з LS- регулюванням, є стійкою сучасною тенденцією вдосконалення існуючих і створення нових машин. На даний час властивості гідроприводів з LS-регулюванням вивчені в не повній мірі. Наприклад практично відсутні данні функціонування регуляторів продуктивності регульованих насосів таких систем, при їх роботі від дії керуючих перепадів тиску. При цьому, також не представлені дослідження по оптимізації конструктивних параметрів таких регуляторів продуктивності насосів з LS-регулюванням для оптимального поєднання їх статичних, динамічних і енергетичних характеристик.

Одним з перспективних методів дослідження розглянутих гідроприводів є математичне моделювання їх робочих процесів, що значно прискорює їх розробку і вдосконалення.

Тому, на наш погляд, матеріали, представлені в даній роботі є актуальними.

### Постановка задачі

Розробити програмний пакет “Matlab+Simulink”[5], та адаптувати його для реалізації математичної моделі робочих процесів гідрооб'ємної системи приводу з LS -регулюванням і дослідити її параметри в перехідному режимі роботи.

### Робота гідросистеми

Об'єктом дослідження є LS - гідросистема (рис. 1) [6÷8].

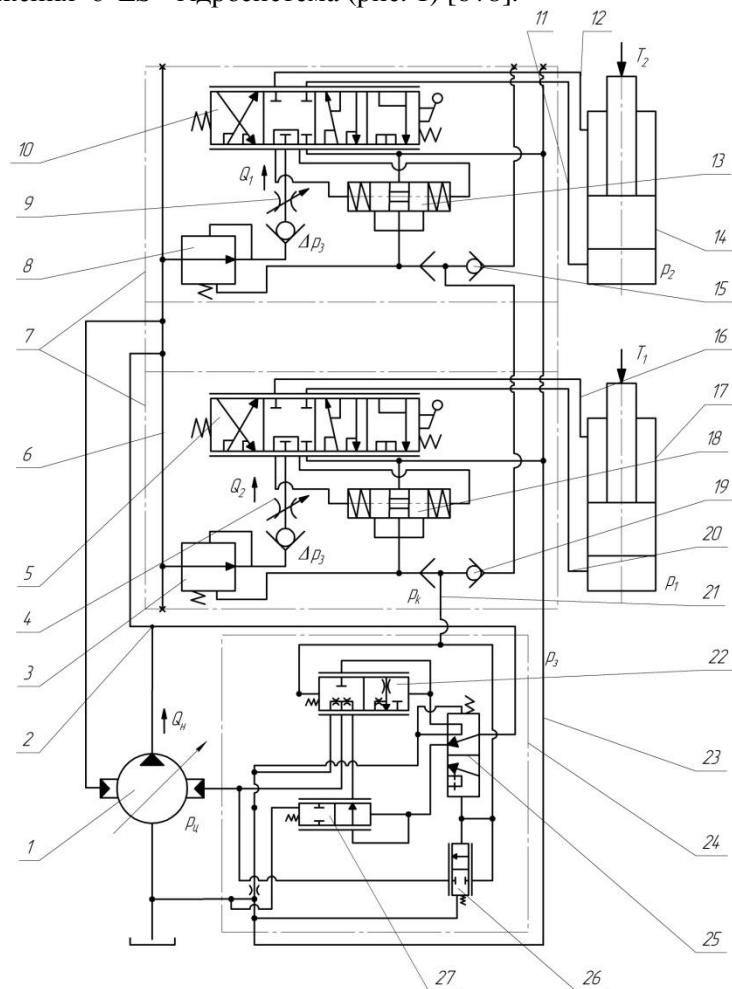


Рис. 1. Схема гідропривода з регульованим насосом

Дана система складається з: регульованого насосу 1, гідроцилінрів 15 і 18, гідролінії нагнітання 2, робочих ліній 11, 12, 16, 20, ліній зливу 23 та керування 21. Система має дві робочі 7 та нагнітальну 6 секції. Робочі секції містять розподільні золотники 5 і 10, регульовані дроселі 4, 9, золотники стабілізації потоку 3, 8, а також логічні клапани 13, 14, 18, 19. Насос 1 обладнаний автоматичним регулятором 24 з керуючим 22, запобіжним 26, холостого ходу 27 клапанами та перемикачем режимів 25.

Гідросистема працює наступним чином. Якщо золотники-розподільники 5, 10 знаходяться в нейтральному положенні то робоча рідина, від насоса 1, надходить тільки до автоматичного регулятора 24, а лінія керування 21 через логічні клапани 13, 14, 18, 19 з'єднує лінію зливу 23 з цим же автоматичним регулятором 24. При цьому золотник перемикача режимів регулятора 24 забезпечить проходження рідини під тиском  $p_h$  до золотника холостого ходу 27, пружина якого визначає тиск в системі керування 1,4...1,7 МПа. Під дією цього тиску сервоциліндр 3 (рис. 2) встановить мінімальну подачу насоса 1, необхідну для компенсації втрат і підтримання вказаного тиску в системі керування.

Коли один з золотників 5 або 10 включиться в робоче положення, рідина через логічні клапани 18 і 19 буде надходити в лінію керування 21 під тиском  $p_u$  - тиском в робочій порожнині працюючого гідроциліндра. Перемикач режимів 25 під дією цього тиску переміститься в положення при якому робоча рідина від насоса буде надходити до керуючого золотника 22, а клапан 27 при цьому переміститься вправо, тим самим перекриваючи прохід рідини через нього. Золотник 22 знаходиться в лівому положенні і перекриває прохід до сервоциліндра регулятора насоса. При цьому тиск в сервоциліндрі 3 (рис. 2) зменшиться, що призведе до збільшення кута нахилу регулюючої шайби насоса 1 (рис.2) і як наслідок збільшення його продуктивності до величини, що відповідає заданій швидкості поршня гідроциліндра. Тиск насоса  $p_h$  при цьому також буде зростати, поки не встановиться перепад  $\Delta p_h = p_h - p_u$ , що відповідає заданому навантаженню. Керуючий клапан 22 автоматично регулює тиск в сервоциліндрі 3 (рис. 2) відповідно до перепаду тиску  $\Delta p_h$ .

При збільшенні навантаження N на гідроциліндрі 17 (рис 1) зміниться режим роботи насоса, що призведе до збільшення тиску і зменшення витрати, порівняно із попередніми значеннями. Система регулювання відреагує таким чином - подасть сигнал зменшення тиску в сервоциліндрі 3 (рис. 2), що призведе до зміни характеристики насоса за рахунок збільшення кута нахилу регулюючої шайби. Новий режим роботи насоса при цьому визначить більшу попередню подачу, і тиск, що буде більшим ніж тиск попереднього режиму. Величину надлишку тиску компенсує стабілізуючий клапан 3.

При необхідності збільшення швидкості руху поршня, збільшують прохідний отвір золотника 5 пропорційного розподільника або регульованого дроселя 4. Це призведе до зміни режиму роботи насоса – збільшення подачі і зменшення тиску. При цьому тиск в системі стане меншим ніж той, що визначається навантаженням гідроциліндра 17. Для відновлення режиму роботи, LS –система відреагує зміною характеристики насосу, зменшивши подачу до попереднього значення, а недостатній тиск компенсується зменшенням опору клапана 3.

При підключені двох гідроциліндрів одночасно тиск на виході насоса  $p_h$  буде визначатися більшим навантаженням. Це забезпечується дією логічних клапанів 15, 19, які в залежності від співвідношення навантажень  $T_1$  і  $T_2$  зміщуються ліворуч чи праворуч тим самим відкриваючи чи закриваючи прохід в гідролінію керування 21 (рис.1).

Для запобігання перевантаження, в системі передбачен запобіжний клапан 26, який з'єднує лінію керування 21 з керуючим сервоциліндром насоса. При перевищенні максимально допустимого навантаження на будь-якому із гідродвигунів, подача насоса швидко знижується до нулювого значення.

### **Дослідження гідросистеми.**

У процесі дослідження LS - гідропривода з розглянутою системою регулювання застосувався метод математичного моделювання. При цьому, використана нелінійна модель гідропривода [8÷10]. Модель складена на основі розрахункової схеми досліджуваного гідропривода (рис. 2) [8].

Представлена розрахункова схема гідропривода з регульованим насосом включає насос 1 з регулятором 15, планшайбою 2, сервоциліндрами 3, 18, а також гідроциліндр 11, переливну 7 та

робочу 9 секції гідророзподільника. Робоча секція гідророзподільника містить золотник 8 та дроселі 4, 5, 6, 12. Провідність дроселів 4, 5, 6, 12 еквівалентні провідності дроселя 4, провідності робочого та зливного вікон розподільного золотника 5 і провідності гідролінії 6 (рис. 1). Регулятор насоса містить золотник 14 з дроселем 13, запобіжний клапан 16 і дросель 17.

В моделі роботи розглянутого гідропривода прийняті спрощення [8].

Математична модель містить диференціальні рівняння руху (1...5), поршня гідроциліндра, золотників, планшайби насоса, а також рівняння нерозривності потоків (6...13).

$$m_u \frac{d^2 u}{dt^2} = p_u F_u - p_n F_n - N - b_u v_u - T_u \cdot \text{sign} v_u, \quad (1)$$

$$m_3 \frac{d^2 y}{dt^2} = p_u f_3 - c_3(y_n - y) - b_3 v_y - T_3 \cdot \text{sign} v_y - R_y, \quad (2)$$

$$b_p \frac{dz}{dt} = p_H f_Z - c_p(z_p + z) - p_u f_Z - R_p, \quad (3)$$

$$J \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H F_s l - p_u F_4 l - b_\gamma \omega - 26,41 - 3,17 \left( \frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \cdot 9,86 \left( \frac{Q_H - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left( \frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \left( \frac{Q_H - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right), \quad (4)$$

$$\frac{de}{dt} = \frac{F_0}{b_0} p_u - \frac{c_0}{b_0} (e_0 + e), \quad (5)$$

$$0,25 \cdot \pi \cdot d_7^2 \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma - k_y p_H = \sqrt{\frac{p_H - p_p}{A_2}} + \mu_3 f_4(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_p)}{\rho}} + \beta_1 W_H \frac{dp_H}{dt}, \quad (6)$$

$$\sqrt{\frac{p_H - p_p}{A_2}} = \mu_3 f_3(y) \sqrt{\frac{2(p_p - p_0)}{\rho}} + \beta_1 W_p \frac{dp_p}{dt} + k_{np}(p_p - p_g), \quad (7)$$

$$\mu_3 f_3(y) \sqrt{\frac{2(p_p - p_0)}{\rho}} = \mu_3 f_5(y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_g)}{\rho}} + \beta_1 W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (8)$$

$$k_{np}(p_p - p_g) + \mu_3 f_5(y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_g)}{\rho}} = \frac{\sqrt{p_g - p_u}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\mu_g^2 f_g^2} + \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} + A_C}} + \beta_1 W_g \frac{dp_g}{dt}, \quad (9)$$

$$\frac{\sqrt{p_g - p_u}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\mu_g^2 f_g^2} + \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} + A_C}} = F_u v_u + \beta_1 W_u \frac{dp_u}{dt} + \mu_g f_0(e) \sqrt{\frac{2p_u}{\rho}}, \quad (10)$$

$$F_p v_u = \mu_g f_n \sqrt{\frac{2p_n}{\rho}} + \beta_3 W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (11)$$

$$\mu_g f_4(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_u)}{\rho}} = \mu_g f_0 \sqrt{\frac{2(p_u - p_k)}{\rho}} + \beta_1 W_u \frac{dp_u}{dt} + F_4 \omega_l l, \quad (12)$$

$$\mu_g f_0 \sqrt{\frac{2(p_u - p_k)}{\rho}} = \mu_g f_k \sqrt{\frac{2p_k}{\rho}} + \beta_2 W_k \frac{dp_k}{dt}. \quad (13)$$

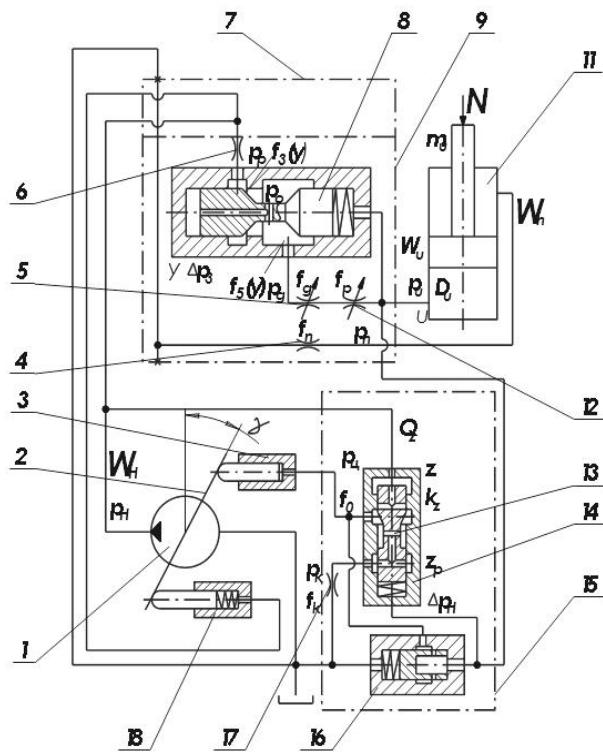


Рис. 2. Розрахункова схема гідропривода

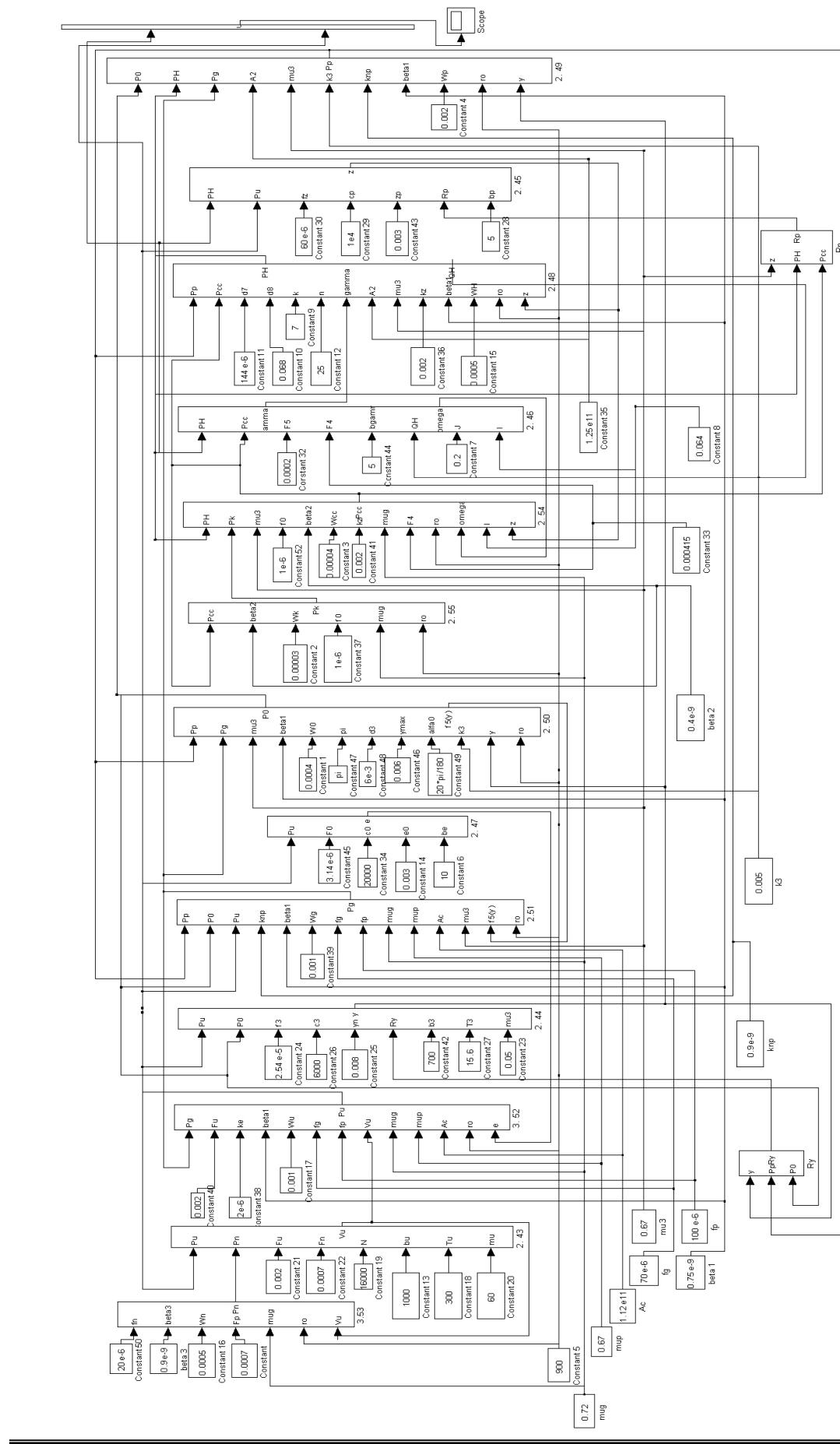


Рис.3. Блок-схема нелийної імітаційної моделі гідропривода

де:  $u$  – координата положення штока гідроциліндра 11;  $y$  – координата положення золотника 8 стабілізуючого клапана;  $z$  – координата положення золотника керуючого клапана 14;  $\gamma$  – кут нахилу планшайби 2 насоса 1;  $e$  – координата положення золотника запобіжного клапана 16;  $p_u$  – тиск на вході в гідроциліндр;  $p_p$  – тиск на виході з дроселя 6;  $p_0$  – тиск в стабілізуючому клапані;  $p_g$  – тиск на виході з регульованого дроселя 5;  $p_h$  – тиск на виході з насоса;  $p_n$  – протитиск в гідроциліндрі;  $p_{\text{ц}}$  – тиск в сервоциліндрі 3;  $p_k$  – тиск на виході з дроселя 17 (рис. 2).

### Реалізація поставленої задачі

Математичну модель реалізовано за допомогою програмного пакета “Matlab+Simulink”, який є інтерактивним інструментом для моделювання, імітації та аналізу динамічних систем, з можливістю спостерігати за робочими процесами в режимі реального часу [5]. Основна блок-схема розв’язку системи диференціальних рівнянь представлена на рисунку 3.

Аналіз отриманих результатів виконаний на основі відомих положень:

- стійким вважається переходний процес, при якому невпинно зменшується амплітуда коливань характерних параметрів;
- час регулювання визначається за моментом входження цих параметрів в  $\pm 5\%$  коридор відносно усталеного значення змінного параметра.

Перерегулювання системи визначається за формулою:

$$\sigma = \frac{a_{\max}}{a_0} \cdot 100\% , \quad (14)$$

де:  $a_{\max}$  – максимальне відхилення змінного параметра від його усталеного значення;  $a_0$  – усталене значення змінного параметра.

### Результати розрахунків

На рис. 4 представлена графіки отриманих розрахункових значень тисків насоса  $p_n$  і в гідроциліндрі  $p_u$ , під час переходного процесу в дослідженій гідросистемі.

На рис. 5 показаний розрахований графік для визначення якісної оцінки переходного процесу в даній гідросистемі.

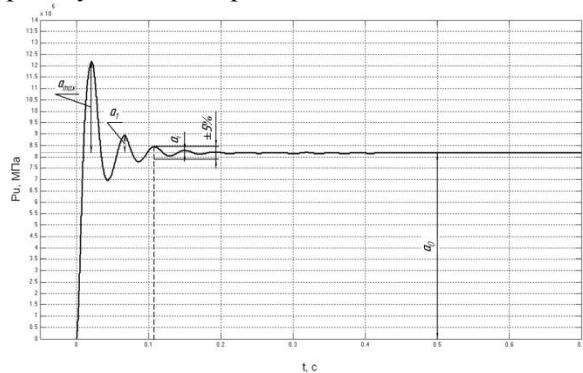


Рис. 4. Переходний процес в гідроприводі при зустрічному навантаженні на штоці гідроциліндра

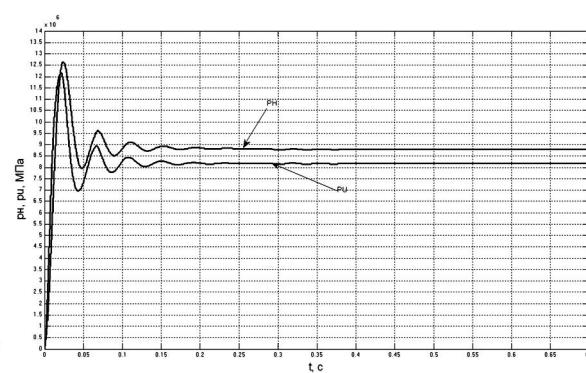


Рис. 5. Графік зміни тиску  $p_u$  для визначення стійкості гідропривода

На рис.6 наведений розрахунковий графік стабілізації швидкості поршня гідроциліндра 17 (рис.1) в переходному режимі роботи гідроприводу.

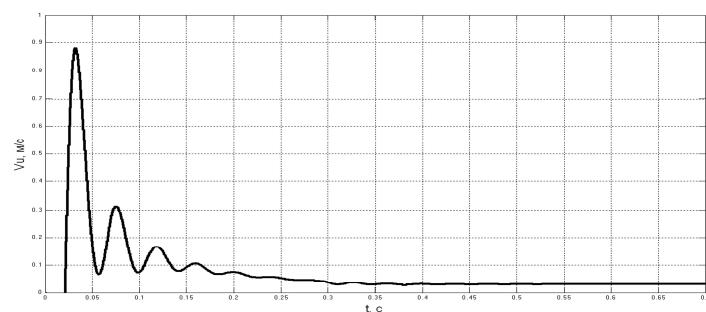


Рис.6. Переходний процес стабілізації швидкості руху  $V_u$  поршня гідроциліндра при зустрічному навантаженні.

Проведені розрахунки та аналіз роботи гідропривода показали, що система є роботоздатною, перехідний процес стійкий, перерегулювання системи дорівнює 49%, а час регулювання становить 0,35 с. Аналіз отриманих даних також показав, що на початковій ділянці руху поршня, тиск і швидкість переміщення штока, а також тиск насоса, мають коливальний характер. В гідроциліндрі має місце запізнення початку руху штока поршня, що пояснюється інерційністю системи.

### **Висновки**

Реалізація математичної моделі [6-8], дозволила проаналізувати і провести розрахунки гідросистеми чутливої до навантаження і підтвердити її працездатність.

Побудовані графіки залежності ряду параметрів для перехідного режиму роботи гідропривода.

На основі розрахунку перехідного процесу зміни тиску  $p_u$  в напірній лінії гідроциліндра і тиску насоса  $p_h$  виконаний аналіз динамічних характеристик гідропривода, який показав, що величина перерегулювання в розглянутому режимі роботи  $\sigma = 49\%$ , є неприйнятною в порівнянні з рекомендованим максимальним значенням  $\sigma \leq 37\%$ . Для зменшення  $\sigma$  необхідні додаткові дослідження, метою яких, крім вказаних, є застосування розробленого програмного модуля для вирішення наступних задач:

- аналізу роботи гідросистеми при різних сполученнях напрямку і величини навантажень, а також напрямку руху штока;
- дослідження ККД гідроприводу при різних режимах роботи гідросистеми
- оптимізація параметрів гідросистеми і її елементів.

Наявність математичної моделі і її реалізація за допомогою прикладної програми “MatLab+SIMULINK” дозволяє визначати роботоздатність гідросистем, виконувати дослідження робочих процесів в гідроприводах в широкому діапазоні зміни робочих параметрів і визначати їх вплив на характеристики цих систем. Це забезпечує можливість якісного і достатньо швидкого проектування подібних систем, проведення розрахунків та досліджень існуючих і створюваних гідроприводів ММ.

### **Список літературних джерел**

1. Gluth Manfred, Wallenhorst. Hydrolit System in Baggern // Neue Landshaft. – 1990.- №35. – s. 714 -720
2. Van Hamme Th. Rohrs W. Entwicklungstendzen der Hydrostatik sn Baumaschinen beobachten aufder Bauma 86 // Olhydraul und Pneum. – 1986. 30, №6. – s. 441 – 446
3. Васильченко В. А. Гидропривод и средства гидравтоматики // Строительные и дорожные машины. 2004. № 11. с. 18-23.
4. Тарасов В.Н., Бояркина И.В., Коваленко М.В. Математическое моделирование динамических процессов рабочего оборудования при проектировании экскаваторов. „Строительные и дорожные машины”, №9. 2002р.
5. “SIMULINK” среда создания инженерных приложений. И.В. Черных М.: 2004. – 486 с.
6. А.с. 165 2704 СССР, МКИ F16H 61/42, F15B 11/04. Гидропривод/ Буренников Ю.А., Козлов Л.Г., Васильев Л.В., Любимов Б.А., Немировский И.А. - №4480588/29; Заявлено 07.09.88; Опубл. 30.05.91, Бюл. № 20. - 8с.
7. А.с. 159 07 01 СССР, МКИ F15B 13/06. Распределительная гидросистема, чувствительная к нагрузке / Козлов Л.Г., Буренников Ю.А., Н.С. Семичаснова, А. В. Бойко. - №4499577/31-29; Заявлено 31.10.88; Опубл. 07.09.88, Бюл. № 33. - 8с.
8. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS- регулюванням. – Автореф. дис. канд.техн.наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000. – 20 с.
9. Буренников Ю. А. Визначення моменту опору планшайби аксіально-поршневого насоса засобами математичного планування експерименту/ Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник ВПІ. - 2004. - № 5. - С.88-92
10. Буренников Ю. А. Динаміка системи керування регульованим насосом з автоматичним регулятором подачі / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка"). - Луцьк, 2009. - Випуск 25, частина II. - С.26-30.