

УДК 621.22

Ю. А. Буренніков, к. т. н., проф.;

Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.;

С. В. Репінський

СИСТЕМА КЕРУВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА І ДОСЛІДНИЙ ЗРАЗОК АВТОМАТИЧНОГО КОМБІНОВАНОГО РЕГУЛЯТОРА

Розроблено систему керування аксіально-поршневого насоса з автоматичним комбінованим регулятором, який забезпечує стабілізацію потоку від насоса, а також роботу насоса в режимі постійної потужності. Розроблено дослідний зразок автоматичного комбінованого регулятора, в якому функція обмеження потужності забезпечується відповідним профілюванням вікна золотника регулятора потужності. Експериментально отримано статичну характеристику регульованого насоса, яка підтверджує дієздатність розробленої схеми та конструкції.

Вступ

Завдяки своїй компактності, порівняно простій і відпрацьованій конструкції, відмінним експлуатаційним характеристикам аксіально-поршневі насоси широко застосовуються в сучасних гідроприводах. Механізми регулювання робочого об'єму аксіально-поршневих насосів достатньо різноманітні, але продовжують інтенсивно розвиватися з метою отримання гідроприводів з різними статичними характеристиками для відповідних технологічних процесів. В роботі поставлена задача розробити систему керування і дослідний зразок автоматичного комбінованого регулятора аксіально-поршневого насоса для забезпечення широких функціональних можливостей насоса, а також підтвердити дієздатність спроектованої схеми та розробленої конструкції за допомогою експериментальних досліджень.

Основний текст

Принципова схема системи керування регульованим насосом показана на рис. 1.

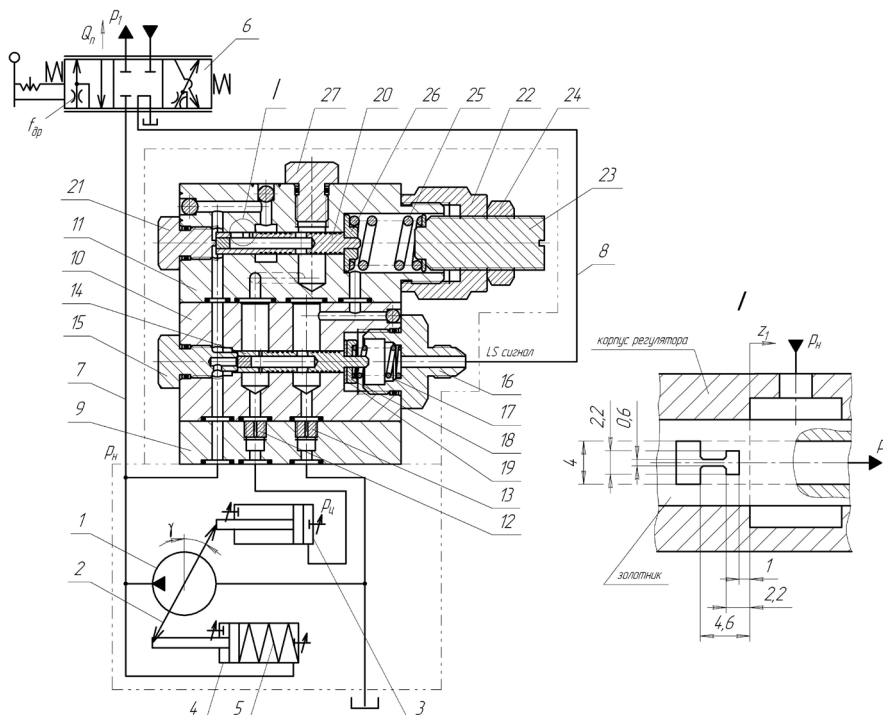


Рис. 1. Принципова схема системи керування регульованим насосом

Система керування містить регульований насос з автоматичним комбінованим регулятором, який забезпечує стабілізацію потоку від насоса, а також роботу насоса в режимі постійної потужності [1—3].

Схема включає аксіально-поршневий регульований насос 1, пропорційний розподільник 6 з пристроєм відстеження тиску навантаження споживачів (LS сигналу), автоматичний комбінований регулятор, що складається з перехідної плити 9, регулятора подачі 10 і регулятора потужності 11. Регулятор підключений до гідроліній 7 та 8 і керує потоком, що надходить з гідролінії 7 в циліндр керування 3. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів 3, 4 і пружини 5.

Корпус регулятора подачі 10 містить золотник 14, який фіксується в ньому з однієї сторони за допомогою пробки 15, а з іншої — перехідника 16 з пружиною 17, яка підтискається до сідла 18.

Регулятор потужності 11 містить золотник 20 з профільованим вікном, який фіксується в корпусі регулятора з однієї сторони за допомогою пробки упорної 21, а з іншої — гайки накидної 22 з гвинтом регульовальним 23 і пружиною 25, яка підтискається до сідла 26. Регульовальним гвинтом 23, що фіксується контргайкою 24, можна регулювати величину попереднього стиснення пружини 25 і, тим самим, настроювати регулятор на відповідну потужність.

Перехідна плита 9 приєднується безпосередньо до корпусу насоса і містить два дроселі 12 і 13.

Заглушення каналів регулятора здійснюється запресованими кульками. Ущільнення регулятора забезпечується гумовими кільцями. Для фіксування тиску p_{II} в циліндрі керування положенням планшайби насоса, в регуляторі передбачений канал, що заглушений пробкою 27.

Регулятор подачі працює таким чином. При відключених споживачах тиск p_1 (LS сигнал) в лінії керування регулятором практично відсутній. Потік, створений насосом, перемістить золотник 14 вправо, стискаючи пружину 17, і через дросель 12 надійде в циліндр керування 3 положенням планшайби насоса. Створений в циліндрі тиск p_{II} перемістить планшайбу таким чином, що потік насоса буде мінімальним і компенсуватиме тільки витоки в системі керування і гідроприводі. Тиск p_H на виході насоса забезпечиться у межах 1...2 МПа.

При підключенні споживача буде зростати тиск p_1 в лінії керування регулятором. Золотник 14 переміститься у таке положення, у якому зазор між лівим торцем золотника 14 і кромками отвору корпусу 10 зі сторони пробки 15 буде підтримувати таку величину потоку до циліндра керування положенням планшайби насоса, яка забезпечить постійність перепаду тиску на дросельній щілині пропорційного розподільника 6 незалежно від коливань тиску p_1 . Такий режим роботи насоса називають режимом LS-регулювання, а запропонований регулятор подачі — LS-регулятором. Змінюючи товщину диска 19, можна регулювати величину попереднього стиснення пружини 17 і тим самим змінювати перепад тиску $\Delta p = p_H - p_1$ у межах 0,8...2,2 МПа.

При значному настроєному рості величини тиску p_H спрацьовує регулятор потужності. Золотник 20 регулятора потужності переміщується вправо, стискаючи пружину 25 і відкриває шлях для проходження потоку робочої рідини через кільцеву проточку корпусу регулятора 11, профільоване вікно золотника, внутрішній отвір золотника і далі через відповідні канали регулятора потужності та регулятора подачі і дросель 12 до циліндра керування 3 положенням планшайби насоса. Створений потік змінює робочий об'єм насоса по робочому тиску таким чином, що при постійній частоті обертання вала насоса забезпечується постійність добутку тиску і подачі насоса і, тим самим, забезпечується стабільність приводної потужності.

Величини відкриття робочих вікон золотників регуляторів подачі і потужності відповідно апроксимуються виразами

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

$$f_1(z_1) = \begin{cases} 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, & \text{якщо } 0 \leq z_1 \leq 1 \text{ мм;} \\ k_{Z1}^1 (z_1 - 1), & \text{якщо } 1 < z_1 \leq 2,2 \text{ мм;} \\ 1,2k_{Z1}^1 + k_{Z1}^2 (z_1 - 2,2), & \text{якщо } 2,2 < z_1 \leq 4,6 \text{ мм;} \\ 1,2k_{Z1}^1 + 2,4k_{Z1}^2 + k_{Z1}^3 (z_1 - 4,6), & \text{якщо } z_1 > 4,6 \text{ мм,} \end{cases}$$

де z, z_1 — координата переміщення золотника регулятора подачі та потужності відповідно; k_Z — коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора подачі; $k_{Z1}^1, k_{Z1}^2, k_{Z1}^3$ — коефіцієнти підсилення робочого вікна регулятора потужності.

Наявність профільованого вікна в золотнику регулятора потужності (рис. 1) і, відповідно, змінного коефіцієнта k_{z1} в залежності від переміщення z_1 , забезпечує на статичній характеристиці (рис. 3) дві прямолінійні зони, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, що характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Зона I забезпечується відкриттям робочого вікна золотника регулятора потужності з $k_{Z1}^1 = 2,2$ мм при переміщенні золотника $1 < z_1 \leq 2,2$ мм. Зона II при переміщенні z_1 більше 2,2 мм забезпечується одночасним відкриттям робочого вікна величиною $f_1(z_1) = 1,2k_{Z1}^1$ і відкриттям робочого вікна з $k_{Z1}^1 = 0,6$ мм. Обмеження максимального тиску здійснюється за умови $k_{Z1}^3 = 4,0$ мм при переміщенні z_1 більше 4,6 мм (зона III).

На рис. 2 показана схема стенда [2] для експериментального дослідження статичних характеристик системи керування регульованим насосом. Його основними вузлами є виконавча частина з системою

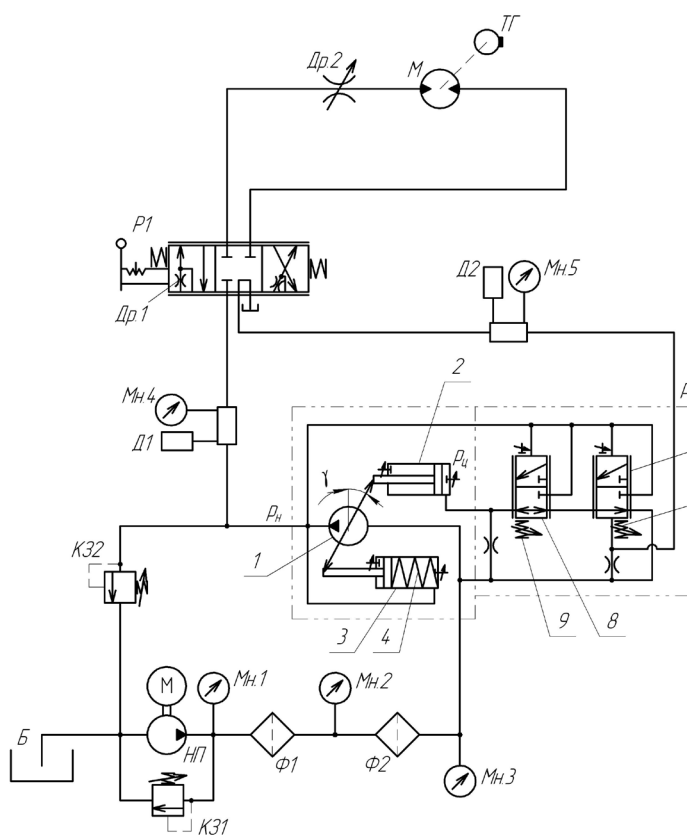


Рис. 2. Схема експериментального стенду

гідралічного навантаження, основний аксіально-поршневий насос з розробленим дослідним зразком автоматичного комбінованого регулятора, станція підживлення основного насоса, розподільча частина, кондиціонери робочої рідини (бак, фільтри, теплообмінник) і вимірювально-ресструвальна апаратура.

Виконавча частина стенду містить гідромотор М, який послідовно сполучений з регульованим дреселем Др.2. Регульований дресель Др.2 служить для імітації навантаження. Зменшення провідності Др.2 забезпечує збільшення тиску p_1 в робочій гідролінії і, відповідно, збільшення тиску p_H на виході насоса до необхідної величини. Таким чином, змінюючи провідність регульованого дреселя Др.2 можна забезпечити необхідну величину і режими статичного навантаження.

Насосна частина стенду містить насос підживлення НП, який подає робочу рідину з баку Б через фільтри Ф1 і Ф2 до аксіально-поршневого регульованого насоса 1 з циліндрами керування положенням планшайби 2, 3 і пружиною 4. Автоматичний комбінований регулятор 5 включає регулятор подачі 6 і регулятор потужності 8. Регулятор подачі 6 з пружиною 7 підтримує постійний перепад тиску на дресельній щілині Др.1 пропорційного розподільника Р1. Регулятор потужності 8 з профільованим робочим вікном золотника і пружиною 9 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії та забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності. Запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2 обмежують значення максимального тиску в гідросистемі в аварійних режимах.

Розроблений стенд дозволяє проводити фізичне моделювання функціонування системи керування в широкому діапазоні зміни навантаження на виконавчому гідродвигуні. В процесі виконання експериментальних досліджень для вимірювання характеристик досліджуваних об'єктів застосовувалися манометри Мн.1, 2, 3, 4, 5, які дозволяють реєструвати величини тисків робочої рідини в різних точках гідросистеми при статичних режимах навантаження. В конструкції стенда передбачено використання ватметра в мережі приводного електродвигуна основного насоса.

гідралічного навантаження, основний аксіально-поршневий насос з розробленим дослідним зразком автоматичного комбінованого регулятора, станція підживлення основного насоса, розподільча частина, кондиціонери робочої рідини (бак, фільтри, теплообмінник) і вимірювально-ресструвальна апаратура.

Виконавча частина стенду містить гідромотор М, який послідовно сполучений з регульованим дреселем Др.2. Регульований дресель Др.2 служить для імітації навантаження. Зменшення провідності Др.2 забезпечує збільшення тиску p_1 в робочій гідролінії і, відповідно, збільшення тиску p_H на виході насоса до необхідної величини. Таким чином, змінюючи провідність регульованого дреселя Др.2 можна забезпечити необхідну величину і режими статичного навантаження.

Насосна частина стенду містить насос підживлення НП, який подає робочу рідину з баку Б через фільтри Ф1 і Ф2 до аксіально-поршневого регульованого насоса 1 з циліндрами керування

На рис. 3 показана експериментально визначена статична характеристика насоса з розробленим дослідним зразком автоматичного комбінованого регулятора.

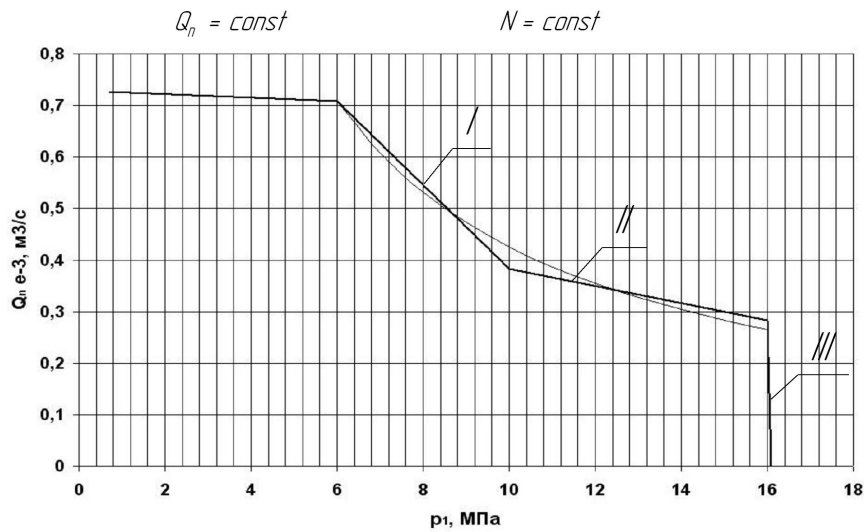


Рис. 3. Статична характеристика регульованого насоса

В якості датчика фактичної подачі Q_n регульованого насоса використовується гідромотор М. При визначенні статичної характеристики гідророзподільник Р1 знаходився в робочому положенні. Змінюючи провідність регульованого дроселя Др.2, змінювався тиск p_1 в робочій лінії, який фіксувався за допомогою манометра Мн.5. Одночасно за допомогою тахогенератора ТГ фіксувалася частота обертання вала гідромотора n_M .

Фактична подача регульованого насоса Q_n визначається за частотою обертання вала гідромотора:

$$Q_n = q_M n_M,$$

де $q_M = 40 \text{ см}^3$ — робочий об'єм гідромотора; n_M — частота обертання вала гідромотора.

Параметри регулятора при проведенні експериментальних досліджень мали такі значення: діаметр золотника регулятора подачі і потужності відповідно $d_p = 8 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{p1} = 8 \cdot 10^{-3}$ м; жорсткість пружини регулятора подачі і потужності відповідно $c_p = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м, $c_{p1} = 6,7 \cdot 10^4$ Н/м; попередні величина стиснення пружини регулятора подачі і потужності відповідно $z_p = 2,7 \cdot 10^{-3}$ м, $z_{p1} = 3,6 \cdot 10^{-3}$ м. Максимальний робочий об'єм регульованого насоса $q_H = 45 \text{ см}^3$.

Умови виконання деяких технологічних процесів вимагають стабільності швидкості робочої подачі до виконавчого гідродвигуна незалежно від зміни навантаження на гідродвигуні. Критерієм стабільності потоку є похибка стабілізації δ , яка визначається з співвідношення

$$\delta = \frac{Q_{n \max} - Q_{n \min}}{Q_{n \min}} \cdot 100 \%,$$

де $Q_{n \max}$, $Q_{n \min}$ — відповідно максимальна і мінімальна величина потоку до виконавчого гідродвигуна при роботі регулятора подачі. Важливо щоб δ не перевищувала встановлених значень, інакше виникають помилки при відпрацюванні керувальних сигналів, знижується точність машини.

Графік статичної характеристики (рис. 3) показує, що регулятор подачі насоса забезпечує стабільність встановленої дроселем швидкості робочої подачі незалежно від зміни навантаження. Похибка стабілізації потоку δ до гідродвигуна не перевищує 5,2%. Крива настройки регулятора потужності у всьому діапазоні настройки від заданого тиску до 16 МПа знаходиться в межах $\pm 15\%$ від настроєної потужності.

Висновки

1. Розроблено систему керування аксіально-поршневого насоса з автоматичним комбінованим регулятором, який забезпечує стабілізацію потоку від насоса, а також роботу насоса в режимі постійної потужності.

2. Розроблено дослідний зразок автоматичного комбінованого регулятора, в якому функція обмеження потужності насоса забезпечується відповідним профілюванням вікна золотника регулятора потужності і змінним коефіцієнтом підсилення робочого вікна k_{Z1} .

3. Статична характеристика регульованого насоса, отримана експериментально, підтверджує дієздатність розробленої схеми та конструкції. Похибка стабілізації потоку δ до гідродвигуна не перевищує 5,2 %. Крива настройки регулятора потужності у всьому діапазоні настройки від заданого тиску до 16 МПа знаходиться в межах $\pm 15\%$ від настроєної потужності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Буренніков Ю. А. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2006. — № 6. — С. 211—217

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

3. Burennikov Yu. A. Dynamics of hydraulic drive with variable pump on the basis of flow regulator / Yu. A. Burennikov, L. G. Kozlov, S. V. Repinskiy // Buletinul Institutului Politehnic din Iași. Secția: știința și ingineria materialelor — Publicat de Universitatea Tehnică «Gh. Asachi», Din Iași, Tomul LV (LIX), Fasc. 1, 2009 — P. 131—136

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 21.09.09
Рекомендована до друку 05.10.09

Буренніков Юрій Анатолійович — професор; **Козлов Леонід Геннадійович** — доцент; **Репінський Сергій Володимирович** — асистент.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет