

УДК 621.21

Ю. А. Буренніков, к. т. н., доц.;

Л. Г. Козлов, к. т. н., доц.;

С. В. Репінський, асп.

## УДОСКОНАЛЕННЯ СХЕМ РЕГУЛЯТОРІВ ПОДАЧІ НАСОСІВ ГІДРОСИСТЕМ, ЧУТЛИВИХ ДО НАВАНТАЖЕННЯ, ТА ЇХ СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Більшість сучасних вітчизняних технологічних мобільних машин мають гідросистеми з нерегульованими шестеренними насосами. Такі гідросистеми відрізняються надійністю і невисокою вартістю, але, разом з тим, не дозволяють регулювати швидкість руху виконавчих органів машин, а отже не можуть забезпечити оптимальності технологічних процесів. В розвинутих країнах в приводах робочих органів мобільних машин досить часто використовуються гідросистеми з регульованими насосами. З'явилися гідроприводи, які забезпечують одночасну роботу декількох робочих органів у регульованих режимах з пропорційністю тиску на виході насоса найбільшому з навантажень на виконавчих органах. Вони отримали назву «гідроприводи чутливі до навантаження», або «гідроприводи з LS-регулюванням» [1, 2, 3].

Коефіцієнт корисної дії гідросистем, чутливих до навантаження, підвищується з використанням в них як джерела живлення насоса змінного робочого об'єму з автоматичним регулятором подачі. В гідросистемах, чутливих до навантаження, регулятори насоса забезпечують величину потоку до споживача пропорційну площі відкриття робочого вікна  $f$  дроселя та забезпечують величину тиску на виході насоса пропорційну навантаженню на робочому органі. Наявність декількох робочих органів різного призначення, які можуть працювати одночасно і з частою зміною режимів роботи, висуває підвищені вимоги до динамічних характеристик регулятора насоса змінного робочого об'єму. Необхідні характеристики насоса з регулятором, що працює в автоматичному режимі, можуть бути забезпечені за рахунок раціонального вибору гідравлічної схеми регулятора.

Регулятори подачі насосів мають різні конструкції. Разом з тим вони мають задовольняти таким вимогам [3]:

- автоматичне змінювання подачі насоса у відповідності із сигналом керування;
- стабілізація, в разі необхідності, величини потоку, що надходить до виконавчого органу у робочому режимі;
- забезпечення в режимі перенавантаження величини потоку тільки в систему керування насосом;
- відповідність потужності яку споживає гідросистема потужності, що розвиває насос;
- робота в режимі постійної потужності;
- мінімальність витрат потужності на керування;
- достатня швидкодія в перехідних режимах.

Першими регуляторами подачі насосів були регулятори прямої дії. Схема такого регулятора подана на рис. 1а [3].

Регулятор подачі прямої дії складається з двох поршнів, зв'язаних з планшайбою 3 насоса. В нагнітальну гідролінію 5 насоса включений регульований дросель 6. Перепад тиску на регульованому дроселі 6 через гідролінії 7 і 8 підводиться до поршнів 1 і 2 регулятора. При цьому під впливом перепаду тиску поршні 1 і 2 переміщуються та визначають таке положення планшайби 3, у якому потік насоса 4 визначається стисненням пружини 9 та величиною відкриття регульованого дроселя 6 із деякою залежністю потоку від величини тиску  $p_n$ . Недоліком такого регулятора слід вважати зміну перепаду  $\Delta p = p_n - p_1$ , який підтримується на дроселі 6, з різними величинами потоку до виконавчого органу, що зумовлено

значним переміщенням поршнів 1 і 2 та зміною початкової настройки пружини 9 з перенастроюкою величини потоку  $Q$  насоса. Статична характеристика насоса з таким регулятором представлена залежністю показаною на рис. 1б, де  $f_1, f_2$  — площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя.

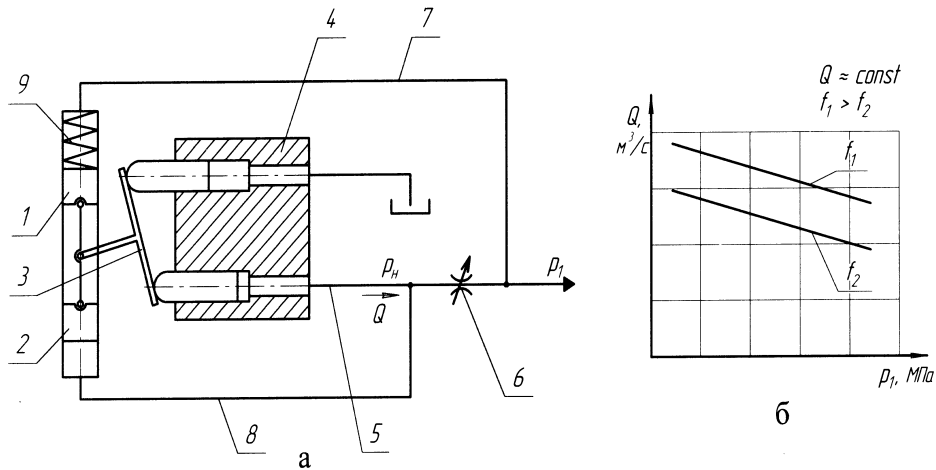


Рис. 1. Регулятор подачі прямої дії

Статичну характеристику регульованого насоса можна покращити із застосуванням регулятора непрямої дії, гідравлічна схема якого показана на рис. 2а [4]. Статична характеристика насоса з таким регулятором представлена залежністю, показаною на рис. 2б.

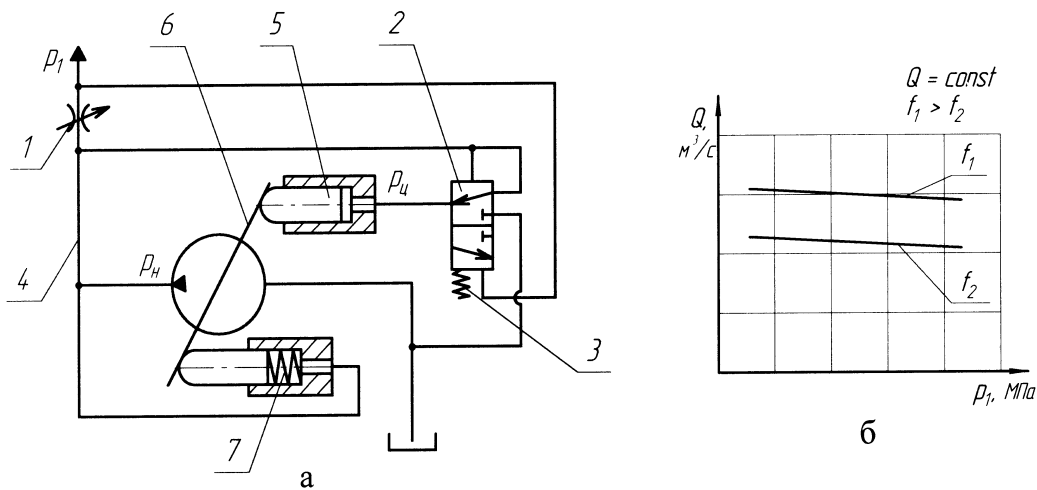


Рис. 2. Регулятор подачі непрямої дії

Перепад тиску на дроселі 1 при цьому порівнюється на золотнику 2 із зусиллям пружини 3. Робоча рідина з гідролінії нагнітання 4 через золотник 2 надходить до гідроциліндра керування 5, який управляє планшайбою 6 насоса таким чином, що на регульованому дроселі 1 підтримується перепад, який визначається стисканням пружини 3. Оскільки переміщення золотника 2 на декілька порядків менше, ніж переміщення поршнів у регуляторі прямої дії (рис. 1а), то астатизм пружини 3 позначається на зміні потоку до споживача у значно меншій мірі.

Однак, необхідно відзначити, що насос з таким регулятором вимагає установки в лінії нагнітання запобіжного клапана, оскільки зі зменшенням перепаду тиску на дроселі 1 до нуля (наприклад, коли гідроциліндр, що приводиться від насоса, досягає упора) пружина 7 переводить планшайбу насоса у положення максимальної потужності. З наявністю запобіжного клапана в лінії нагнітання у розглянутому випадку насос буде подавати максимальний потік робочої рідини під тиском настройки запобіжного клапана в бак, що зумовить значні втрати потужності.

Зазначений недолік відсутній в схемі регулятора насоса поданого на рис. 3а [5]. Схема містить гідролінію нагнітання 1, розподільник 2, планшайбу 3 з поршнями керування 11, 4 та пружиною 5, осно-

вний золотник 6 з пружиною 7 і додатковий золотник 8 з пружиною 9.

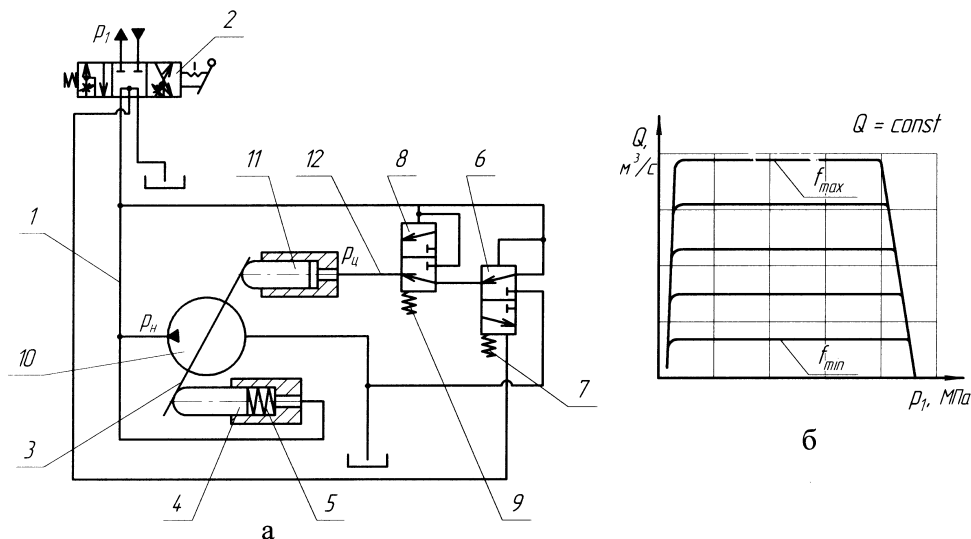


Рис. 3. Регулятор подачі непрямої дії із захистом від перенавантаження

Схема працює таким чином. У лівому положенні розподільника 2, основний золотник 6, який знаходиться під впливом тисків  $p_n$  і  $p_1$ , а також зусилля пружини 7, підтримує постійний перепад тиску на розподільнику 2 шляхом зміни тиску  $p_u$  у порожнині поршня керування 11. Положення планшайби 3 при цьому визначає величину потоку від насоса до споживача. При значному рості величини тиску  $p_n$  спрацьовує додатковий золотник 8 і робоча рідина по каналу 12 надходить до поршня 11, переводячи планшайбу 3 в положення зниженої продуктивності таким чином, що повністю використовується потужність двигуна машини. У нейтральному положенні розподільного золотника 2, лінія управління з'єднується із зливом і золотник 6 переводить насос в режим роботи з мінімальною подачею  $Q_{min}$  та мінімальним тиском  $p_{nmin}$ , що забезпечує мінімальні втрати потужності. У правому положенні розподільника 2 виконавчий орган рухається у зворотному напрямі. Статична характеристика насоса з таким регулятором представлена залежністю показаною на рис. 3б, де  $f_{max}, f_{min}$  — максимальна і мінімальна площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя в розподільнику 2.

На сучасному етапі розвитку гідросистем мобільних технологічних машин ведуться роботи зі створення регуляторів подачі насосів, які повністю задовольняють поставлені до них вимоги [2, 3].

Авторами статті запропоновано гідравлічну схему регулятора подачі насоса (рис. 4а), що об'єднує спосіб комбінованого керування, який забезпечує стабілізацію потоку від насоса, а також роботу насоса з постійною потужністю. Такий регулятор повністю відповідає вимогам, поставленим до регуляторів насосів.

Схема містить гідролінію нагнітання 1, розподільник 2, планшайбу 3 з поршнями керування 11, 4 та пружиною 5, основний золотник 6 з пружиною 7 і додатковий золотник 8 з пружинами 9 та 13. У робочих положеннях розподільника 2, основний золотник 6, який знаходиться під впливом тисків  $p_n$  і  $p_1$ , а також зусилля пружини 7, підтримує постійний перепад тиску на розподільнику 2 шляхом зміни тиску  $p_u$  у порожнині поршня керування 11. Положення планшайби 3 при цьому визначає величину потоку від насоса до споживача. У разі значного росту величини тиску  $p_n$  спрацьовує додатковий золотник 8 з пружинами 9 та 13 і робоча рідина по каналу 12 надходить до поршня 11, переводячи планшайбу 3 таким чином, що насос працює в режимі постійної потужності. Наявність двох пружин 9 та 13 забезпечує на статичній характеристиці (рис. 4б) дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, яка характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується роботою пружини 13, а ділянка II одночас-

ною роботою пружин 9 та 13.

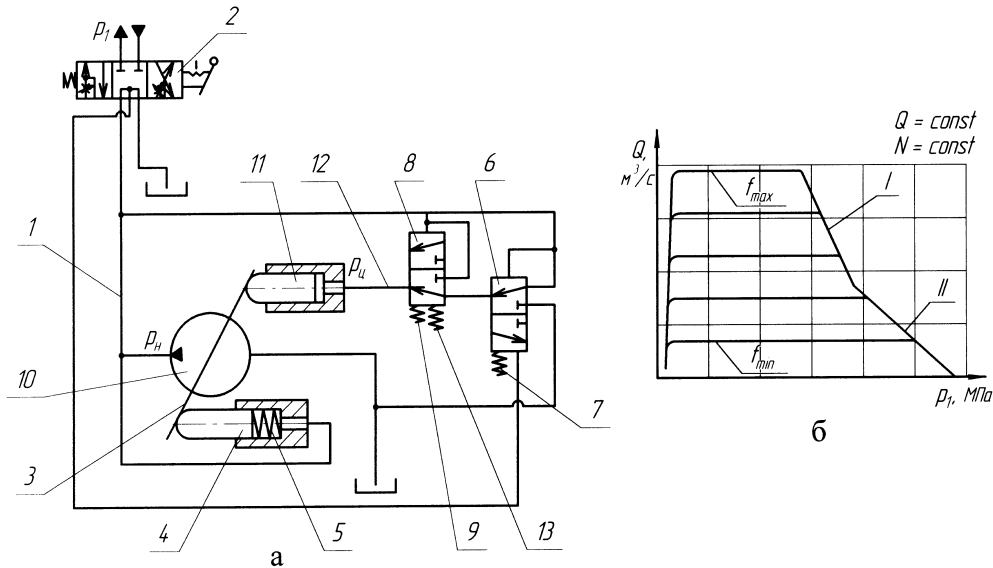


Рис. 4. Регулятор подачі непрямої дії з комбінованим керуванням

В цілому на основі аналізу роботи регуляторів насосів, можна скласти таблицю, в якій показані наявність чи відсутність забезпечення вимог, яким мають відповідати розглянуті регулятори.

**Вимоги до регуляторів подачі насосів**

№ п/п		Регулятор прямої дії	Регулятор непрямої дії	Регулятор непрямої дії із захистом від перенавантаження	Регулятор непрямої дії з комбінованим керуванням
1.	Автоматичне змінювання подачі насоса у відповідності із сигналом керування	+	+	+	+
2.	Стабілізація, в разі необхідності, величини потоку, що надходить до виконавчого органу у робочому режимі	+	+	+	+
3.	Забезпечення в режимі перенавантаження величини потоку тільки в системі керування насосом	-	-	+	+
4.	Відповідність потужності яку споживає гідросистема потужності, що розвиває насос	+	+	+	+
5.	Робота в режимі постійної потужності	-	-	-	+
6.	Достатня швидкодійність в перехідних режимах	-	+	+	+

**Висновки**

1. Розроблено нову схему регулятора подачі насоса для мобільних технологічних машин з гідросистемою приводів робочих органів, чутливою до навантаження.

2. В гідравлічній схемі запропонованого регулятора реалізовано спосіб комбінованого керування, з яким забезпечуються стабілізація подачі насоса і робота насоса з постійною потужністю. Це дає можливість регулювати швидкісні режими й використовувати повну потужність двигуна машини. При цьому в режимі перенавантаження втрати потужності будуть незначними.

**СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ**

1. Burennikov Yu., Kozlov L. Non-linear mathematical model of LS hydraulic drive // Optimum technologies, technologic systems and materials in the machines building field. — 1988. — vol. 4. — P. 96—102.

2. Beitrag E. Load-sensing Steuerung: Anwendungen und Ausbaustufen // Der Konstrukteur. — 1988. — № 5. — S. 60—64.
3. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. — Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03. — Вінниця, 2000. — 186 с.
4. Козлов Л. Г., Буренников Ю. А., Любимов Б. А., Цыпленков В. Л. Влияние параметров системы управления на динамические характеристики насоса переменного рабочего объема // Гідропривод і гідропневмоавтоматика: Межвед. научн.-тех. сб. — К.: Техника, 1990. — Вып. 26 — С. 57—60.
5. Буренников Ю. А., Козлов Л. Г. Математическое моделирование объемно-дрессельного гидропривода // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Межвед. научн.-тех. сб. — К.: Техника, 1981. — Вып. 17. — С. 63—70.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 10.09.2004  
Рекомендована до опублікування 10.10.2004

**Буренников Юрій Анатолійович** — професор; **Козлов Леонід Геннадійович** — доцент; **Репінський Сергій Володимирович** — аспірант.

Кафедра технології та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет