



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **87774** (13) **U**  
(51) МПК  
**F15B 13/04** (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

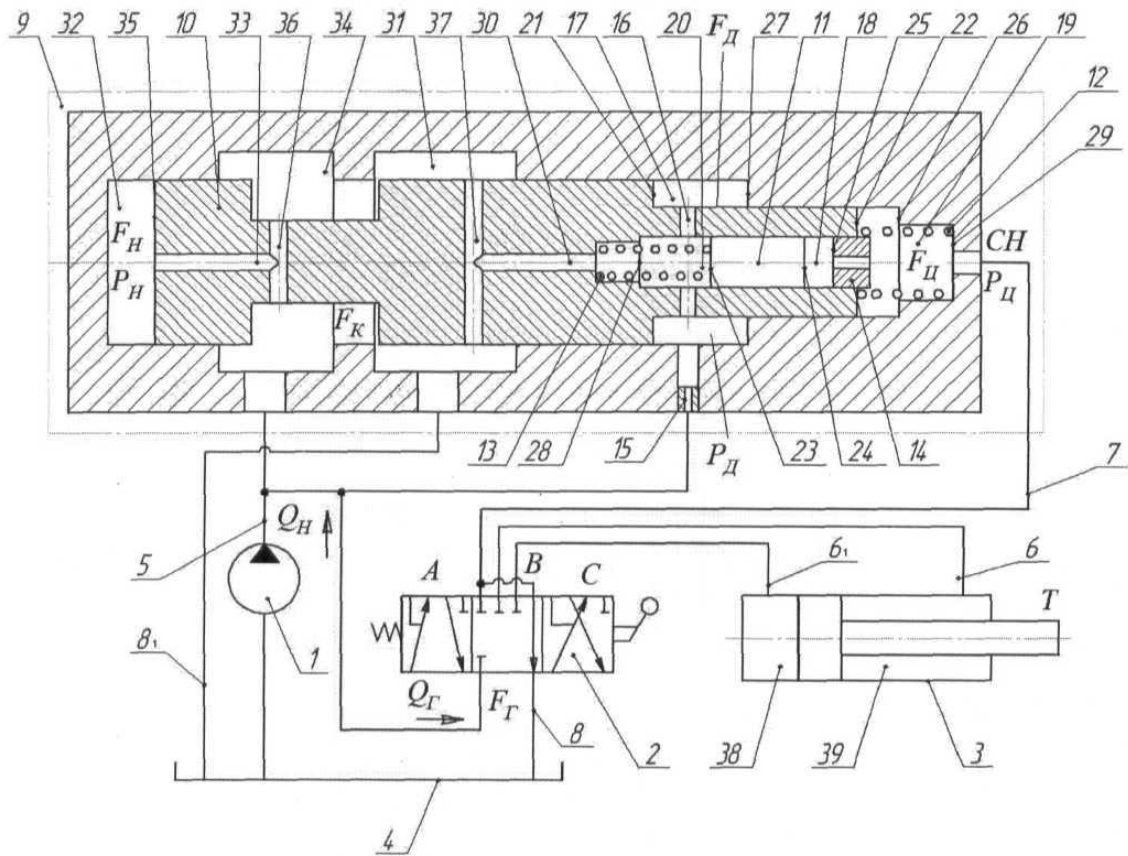
|   |   |
|---|---|
| <p>(21) Номер заявки: <b>u 2013 04681</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>15.04.2013</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>25.02.2014</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.02.2014, Бюл.№ 4</b></p> | <p>(72) Винахідник(и):<br/><b>Петров Олександр Васильович (UA),<br/>Козлов Леонід Геннадійович (UA),<br/>Павлюк Олег Олегович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и):<br/><b>ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ<br/>ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,<br/>Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021<br/>(UA)</b></p> |
|---|---|

**(54) ГІДРОПРИВІД З КЛАПАНОМ, ЧУТЛИВИМ ДО ЗМІНИ НАВАНТАЖЕННЯ**

**(57) Реферат:**

Гідропривід з клапаном, чутливим до зміни навантаження, містить насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, гідророзподільник, сполучений лінією зливу з баком. Клапан містить корпус, золотник, плунжер, пружину золотника, пружину плунжера, дросель, додатковий дросель, камеру хвостовика, камеру управління, камеру навантаження, пружинну камеру, основну та допоміжну камери та зливну камеру. У корпусі клапана основна та допоміжна камери сполучені між собою завдяки допоміжним радіальному та осьовому каналам, виконаним у золотнику, а камера хвостовика та зливна камера сполучені між собою за допомогою основних осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику.

UA 87774 U



Корисна модель належить до машинобудування і може використовуватись у гідрофікованих мобільних машинах для забезпечення роботи гідродвигунів робочих органів.

Відомий гідропривід [Nam. 4.303.091 США, МПК F15B 13/04. Hydraulic control apparatus for load independent flow regulation / Siedfried Hertell, Claus Rirchherr, Horsf Kahl; Barmag Barmer Maschinenfabrik (GER). - Опубл. 01.12.1981, фіг. 1], який складається з насоса та бака, гідроциліндра, гідроліній нагнітання та зливу, гідророзподільника, робочих гідроліній, ліній навантаження, а також клапана. Клапан складається з корпусу та золотника, що має лівий торець і утворює з корпусом робоче вікно. Клапан має камеру навантаження, в якій розміщена пружина, і поршневу камеру, в якій розміщено поршень, що взаємодіє через пружину із золотником.

Недоліком гідроприводу є великі габарити, що зумовлено наявністю клапана з додатковим поршнем, який служить для зменшення попереднього стиснення пружини.

Як найближчий аналог пропонується гідропривід для незалежного від навантаження управління витратою [патент України № 43441 МПК F15B 13/04, опублікований 13.08.2009, бюл. № 15], що включає насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, що містить корпус з пружиною та обмежену торцем камеру навантаження, золотник, що має правий торець та одночасно сполучений лінією навантаження з гідророзподільником, сполучений лінією зливу з баком, двома робочими лініями - з гідроциліндром, лінією навантаження - з камерою навантаження клапана, який поєднаний лінією зливу з баком, що з правого боку золотника виконаний додатковий торець та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана камеру хвостовика, обмежену правим торцем і сполучену через додатковий дросель з лінією нагнітання, між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, в хвостовику розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру, обмежену лівим торцем та з'єднану радіальними отворами з камерою хвостовика, причому відстань між лівим та правим торцями плунжера менша відстані між правим торцем камери управління та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, відстань між правим та додатковим торцем золотника більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу діаметра радіальних отворів, відстань між правим торцем золотника та віссю радіальних отворів більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження в нейтральній позиції гідророзподільника сполучено із зливом.

Недолік найближчого аналога полягає у складності конструкції клапана гідроприводу, що зумовлено наявністю у корпусі клапана допоміжного каналу, який служить для з'єднання допоміжної та зливної камери.

В основу корисної моделі поставлена задача створення гідроприводу з клапаном, чутливим до зміни навантаження, в якому за рахунок введення нових конструктивних елементів досягається можливість спрощення конструкції корпусу клапана.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в гідропривід з клапаном, чутливим до зміни навантаження, до складу якого входить насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, що містить корпус з пружиною та обмежену торцем камеру навантаження золотника, що має правий торець та одночасно сполучений лінією навантаження з гідророзподільником, сполучений лінією зливу з баком, двома робочими лініями - з гідророзподільником, лінією навантаження - з камерою навантаження клапана, який поєднаний лінією зливу з баком, з правого боку золотника виконаний додатковий торець та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана камеру хвостовика, обмежену правим торцем і сполучену через додатковий дросель з лінією нагнітання, між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, в хвостовику розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру, обмежену лівим торцем та з'єднану радіальними отворами з камерою хвостовика, відстань між лівим та правим торцями плунжера менша відстані між правим торцем камери управління та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, але більша відстані між лівим торцем пружинної камери та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, відстань між правим та додатковим торцем золотника більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину не меншу діаметра радіальних отворів, відстань між правим торцем золотника та віссю радіальних

отворів більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину не меншу половини діаметра радіальних отворів, пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження сполучено із зливом, основна та допоміжна камери клапана сполучені між собою завдяки допоміжним радіальним та осьовим каналам, виконаних у золотнику, а камера хвостовика та зливна камера сполучені між собою за допомогою основних осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику.

На кресленні зображено схему гідроприводу з клапаном, чутливим до зміни навантаження.

Гідропривід містить насос 1, гідророзподільник 2, гідроциліндр 3 з поршневою 38 та штоковою 39 камерами, бак 4 та клапан 9. Гідроциліндр 3 сполучений із гідророзподільником 2 за допомогою робочих ліній 6 та 6<sub>1</sub>, гідророзподільник 2 сполучений із баком 4 за допомогою лінії зливу 8, клапан 9 сполучений із насосом 1 за допомогою лінії нагнітання 5, з гідророзподільником 2 за допомогою лінії навантаження 7 та з баком 4 за допомогою лінії зливу 8<sub>1</sub>.

Клапан 9 включає золотник 10, плунжер 11, пружину золотника 12, пружину плунжера 13, дросель 14, допоміжний дросель 15. Також у клапані виконані камера хвостовика 17, камера управління 18, камера навантаження 19 та пружинна камера 20, зливна камера 31, допоміжна камера 32, основна камера 34. Золотник 10 має радіальні отвори 16, основний осьовий канал 30, основний радіальний канал 37, допоміжний осьовий канал 33 та допоміжний радіальний канал 36, також лівий 35, правий 22 та додатковий 21 торці. Плунжер 11 має лівий 23 та правий 24 торці, камера навантаження 19 має торець 29 та додатковий торець 26, а камера управління 18 має правий торець 25. Камера хвостовика 17 має правий торець 27, а пружинна камера 20 має лівий торець 28.

Гідропривід працює таким чином.

В режимі регулювання (наприклад гідророзподільник 2 знаходиться в позиції А) робоча рідина від насоса надходить по лінії нагнітання 5 та робочій лінії 6 в штокову камеру 39 гідроциліндра 3, приводячи його до руху вліво. В лініях 6 та 7 встановлюється тиск  $P_{\text{Ц}}$ , величина якого пропорційна величині навантаження  $T$  на штоці гідроциліндра 3. Злив робочої рідини з поршневої камери 38 гідроциліндра 3 в бак забезпечується по робочій лінії 6<sub>1</sub> через гідророзподільник 2 та лінію зливу 8. Одночасно робоча рідина від насоса 1 під тиском  $P_{\text{Ц}}$ , що визначається навантаженням на штоці гідроциліндра 3, надходить через лінію навантаження 7, через камеру навантаження 19, дросель 14 в камеру управління 18, створюючи там тиск  $P_{\text{Ц}}$ , і переміщує плунжер 11 в крайнє ліве положення, стискаючи пружину 13. При русі справа наліво плунжер 11 перекриває радіальні отвори 16 та основний осьовий канал 30, перешкоджаючи можливості проходження рідини в камеру хвостовика 17 та камеру зливу 31. В той же час робоча рідина від насоса 1 надходить по лінії нагнітання 5 в основну камеру 34 та допоміжну камеру 32, через допоміжний радіальний канал 36 та осьовий канал 33, і одночасно через допоміжний дросель 15 в камеру хвостовика 17. В допоміжній камері 32 та камері хвостовика 17 встановлюється величина тиску  $P_{\text{Ц}}$  та  $P_{\text{Д}}$  відповідно. Таким чином, при положенні гідророзподільника 2 в позиції А золотник 10 буде знаходитись під дією зусиль, що формуються тиском  $P_{\text{Ц}}$  (що діє на торець 35 площею  $F_{\text{Н}}$ ),  $P_{\text{Д}}$  (що діє на додатковий торець 21 площею  $P_{\text{Д}}$ ),  $P_{\text{Ц}}$  (що діє на правий торець 22 площею  $P_{\text{Ц}}$ ) та пружиною золотника 12 з жорсткістю  $C$  та попереднім стисненням  $H$ . Отже, в описаному режимі роботи буде виконуватись рівність:

$$P_{\text{Н}} \cdot F_{\text{Н}} = P_{\text{Д}} \cdot F_{\text{Д}} + P_{\text{Ц}} \cdot F_{\text{Ц}} + C \cdot H \quad (1.1)$$

Оскільки в даному режимі роботи  $P_{\text{Н}}=P_{\text{Д}}$ , а  $F_{\text{Ц}}=F_{\text{Н}}-F_{\text{Д}}$ , то золотник 10 буде підтримувати постійним перепад тиску:

$$\Delta P = P_{\text{Н}} - P_{\text{Ц}} = (C \cdot H) / F_{\text{Ц}} \quad (1.2)$$

на ділянці гідроприводу, що включає лінію нагнітання 5 та гідророзподільник 2 (робоче вікно гідророзподільника  $F_{\text{Г}}$ ). При нехтуванні втрат тиску в лінії нагнітання 5 величина витрати, що надходить через робоче вікно гідророзподільника 2 площею  $F_{\text{Г}}$ , буде визначатись як:

$$Q_{\text{Г}} = \mu \cdot F_{\text{Г}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{\text{Н}} - P_{\text{Ц}})}{\rho}} = \mu \cdot F_{\text{Г}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot C \cdot H}{F_{\text{Ц}} \cdot \rho}} \quad (1.3)$$

і буде підтримуватись постійною, незалежно від величини навантаження  $T$  на штоці гідроциліндра 3. Так, при збільшенні величини навантаження  $T$  на штоці гідроциліндра 3 величина тиску  $P_{\text{Ц}}$  зростає, перепад тиску  $\Delta P=P_{\text{Н}}-P_{\text{Ц}}$  зменшується, витрата робочої рідини  $Q_{\text{Г}}$  через гідророзподільник 2 до гідроциліндра 3 зменшується, швидкість руху штока гідроциліндра зменшується, а золотник 10 переміщується при цьому справа наліво, зменшуючи величину площі робочого вікна  $F_{\text{К}}$  та збільшуючи тим самим величину тиску  $P_{\text{Ц}}$ , таким чином, щоб

перепад тиску  $\Delta P = P_H - P_C$  залишався незмінним, а значить відновилось значення величини  $Q_G$  через гідророзподільник 2 і значення швидкості руху поршня гідроциліндра 3.

При зменшенні величини навантаження  $T$  на штоці гідроциліндра 3 величина тиску  $P_C$  зменшується, а значить збільшується перепад тиску  $\Delta P = P_H - P_C$ , при цьому витрата  $Q_G$  через гідророзподільник 2 зростає, а значить збільшиться швидкість руху штока гідроциліндра 3. Під дією тиску  $P_H$  та зменшеного тиску  $P_C$  золотник 10 буде рухатись справа наліво, збільшуючи площу  $F_K$  робочого вікна клапана 9 і зменшуючи величину тиску  $P_C$  таким чином, що відновиться величина перепаду  $\Delta P = P_H - P_C$ , величина витрати  $Q_G$ , що проходить через гідророзподільник 2, а значить відновиться величина швидкості руху штока гідроциліндра 3.

Змінюючи величину  $F_G$  площі робочого вікна гідророзподільника 2, можна змінювати величину витрат  $Q_G$ , що надходить до гідроциліндра 3 і визначає швидкість руху поршня, а частина робочої рідини  $Q_{KL} = Q_H - Q_G$ , що не надходить до гідроциліндра 3 буде зливатись через клапан 9 в бак через лінії нагнітання та зливу 5 та 8 відповідно та робоче вікно площею  $F_K$ .

При переключенні гідророзподільника 2 в позицію С робочий потік від насоса 1 буде надходити через лінію нагнітання 5, гідророзподільник 2, робочу лінію 6<sub>1</sub> в поршневу камеру гідроциліндра 3, приводячи його до руху вправо. Злив робочої рідини від гідроциліндра 3 буде забезпечуватись через робочу лінію 6, гідророзподільник 2 та лінію зливу 8. Робота клапана 9 в даному випадку є аналогічною до його роботи при знаходженні гідророзподільника 2 в позиції А. Змінюючи площу  $F_G$ , робоче вікно гідророзподільника 2, можна регулювати величину витрати  $Q_G$ , що надходить до гідроциліндра 3 і визначає швидкість руху його штока в напрямку зліва направо. Швидкість руху поршня гідроциліндра також не буде залежати від величини навантаження  $T$ . Розглядається випадок, при якому швидкість руху штока і напрям дії навантаження  $T$  протилежні за напрямом (зустрічне навантаження).

В режимі перепуску, при переключенні гідророзподільника 2 в позицію В, лінія навантаження 7 через гідророзподільник 2 сполучається із баком 4, величина тиску  $P_C$  зменшується і під дією пружини 13 плунжер 11 переміщується в крайнє праве положення, забезпечуючи проходження рідини через додатковий дросель 15, радіальні отвори 16, плунжерну камеру 20, основний осьовий канал 30, основний радіальний канал 37, зливу камеру 31 та лінію зливу 81 в бак 4. Робоча рідина від насоса 1 до гідроциліндра 3 через гідророзподільник 2 не надходить, а через лінію нагнітання 5 подається в основну камеру 34, допоміжну камеру 32, через допоміжний радіальний канал 36 та допоміжний осьовий канал 33. Тиск  $P'_H$ , створений в допоміжній камері 32, діє на лівий торець золотника 35, тим самим приводячи його до руху в ліво. Робоча рідина буде рухатись до камери зливу 34, через робоче вікно площею  $F_K$  клапана 9, та лінію зливу 81 в бак 4. Тиск  $P_D$  в камері хвостовика буде близький до тиску в баці 4, а тиск  $P_H$  в допоміжній камері 32 буде визначатись із рівняння:

$$P'_H \cdot F_H = P_D \cdot F_D + P_C \cdot F_C + C \cdot H. \quad (1.4)$$

Оскільки тиски  $P_D$  та  $P_C$  незначні по величині, то рівняння може бути записано як:

$$P'_H \cdot F_H = C \cdot H \quad (1.5)$$

або

$$P'_H = (C \cdot H) / F_H. \quad (1.6)$$

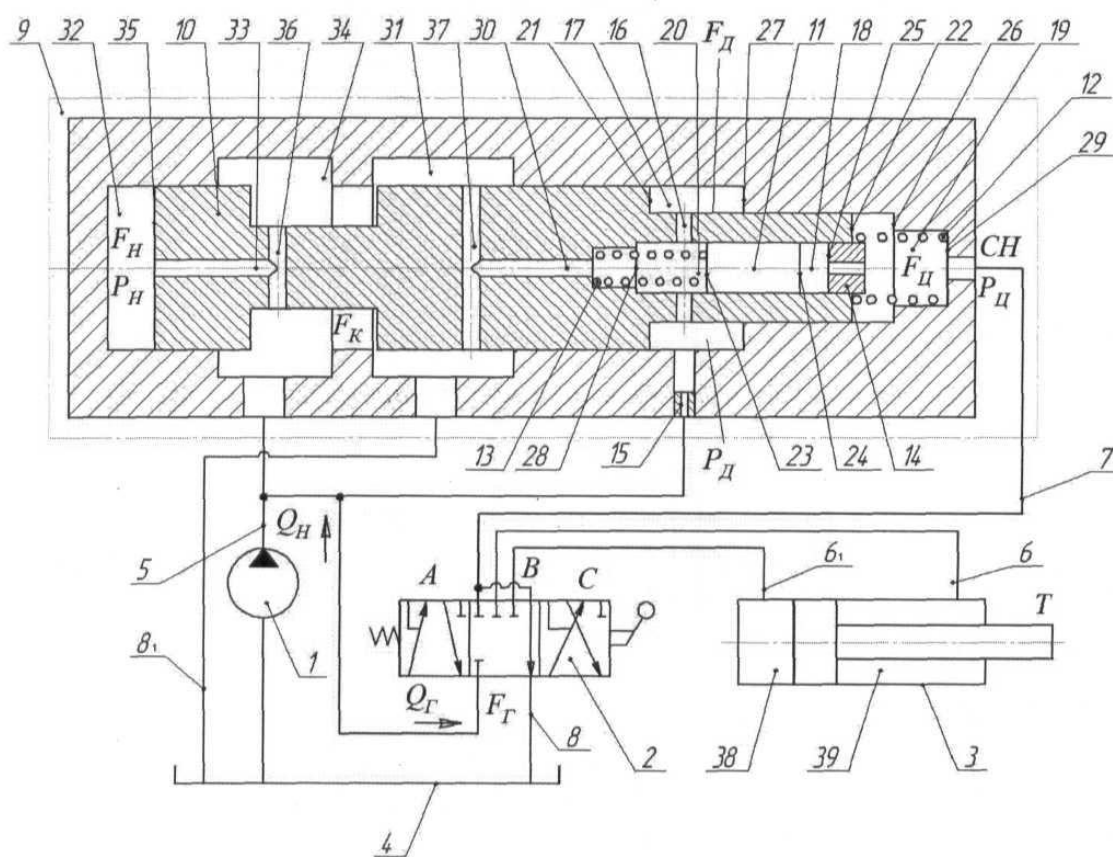
Оскільки величина площі  $F_H > F_C$ , то величина тиску  $P'_H$  менша величини тиску  $P_H$ . Це означає, що перепуск робочої рідини від насоса 1 в бак 4 в режимі перепуску буде відбуватись при меншому значенні величини тиску  $P'_H$ , що зменшить непродуктивні втрати потужності.

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гідропривід з клапаном, чутливим до зміни навантаження, до складу якого входить насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, що містить корпус з пружиною та обмежену торцем камерою навантаження, золотник, що має правий торець та одночасно сполучений лінією навантаження з гідророзподільником, сполучений лінією зливу з баком, двома робочими лініями - з гідророзподільником, лінією навантаження - з камерою навантаження клапана, який поєднаний лінією зливу з баком, з правого боку золотника виконаний додатковий торець та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана камеру хвостовика, обмежену правим торцем і сполучену через додатковий дросель з лінією нагнітання, між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, в хвостовику розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру, обмежену лівим торцем та з'єднану радіальними отворами з камерою хвостовика, відстань між лівим та правим торцями плунжера менша відстані між правим торцем камери управління та віссю радіальних

5  
10

отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, але більша відстані між лівим торцем пружинної камери та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, відстань між правим та додатковим торцем золотника більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину не меншу діаметра радіальних отворів, відстань між правим торцем золотника та віссю радіальних отворів більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину не меншу половини діаметра радіальних отворів, пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження сполучено із зливом, який **відрізняється** тим, що у корпусі клапана основна та допоміжна камери сполучені між собою завдяки допоміжним радіальному та осьовому каналам, виконаним у золотнику, а камера хвостовика та зливна камера сполучені між собою за допомогою основних осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику.



Комп'ютерна верстка Г. Паяльніков

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601