



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **79364** (13) **U**
(51) МПК

E02F 9/22 (2006.01)

F15B 13/06 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

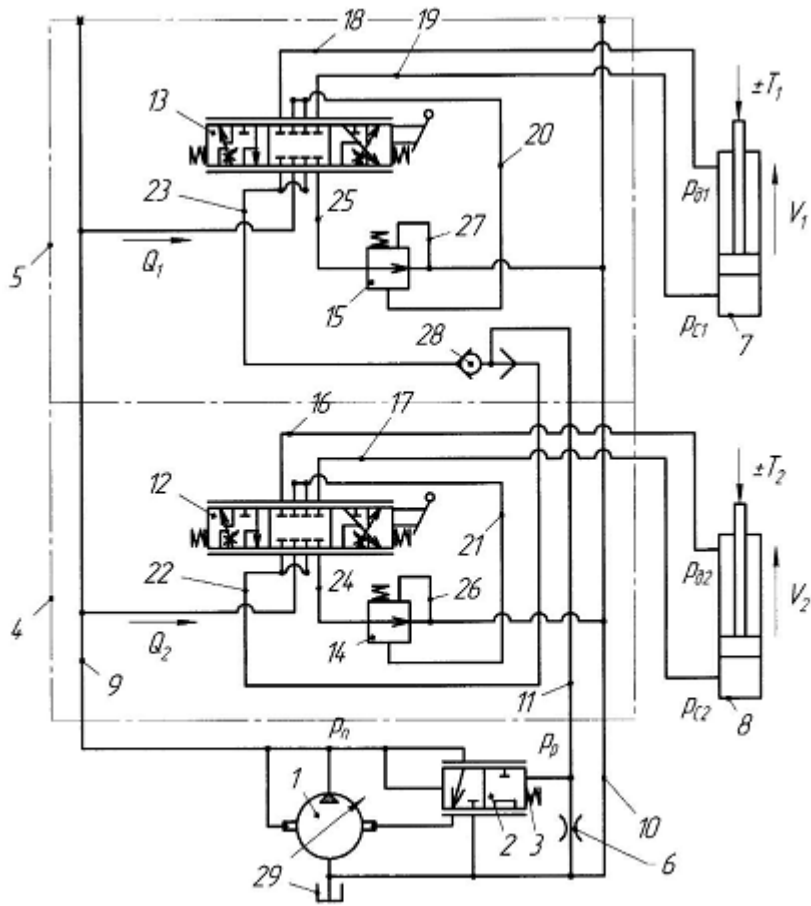
(21) Номер заявки: u 2012 09980	(72) Винахідник(и): Козлов Леонід Геннадійович (UA)
(22) Дата подання заявки: 20.08.2012	(73) Власник(и): ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.04.2013	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.04.2013, Бюл.№ 8	

(54) ГІДРОСИСТЕМА

(57) Реферат:

Гідросистема містить регульований насос з регулятором, лінії нагнітання, керування та зливу, гідробак, два гідроциліндри, підключені силовими лініями до розподільника, кожна секція якого має корпус, в якому виконані нагнітальна, дві силові, дві зливні розточки та дві перемички між нагнітальною та відповідними силовими розточками, на які виходять два основних радіальних канали, а також логічний клапан підключений до лінії керування та до основних радіальних каналів сусідніх секцій. В кожен секцію розподільника введено клапан тиску, який має вхід, вихід, торцеву та пружинну камери. Вхід клапана тиску підключено до зливних розточок, а його пружинна камера та вихід під'єднані до лінії зливу. В корпусі кожної секції розподільника виконано два додаткових радіальних канали, співвісних основним радіальним каналам, кожен з яких виходить на відповідну перемичку між нагнітальною та силовою розточками. Додаткові радіальні канали з'єднані між собою та з торцевою камерою клапана тиску, а лінія керування з'єднана з лінією зливу через дросель малої провідності.

UA 79364 U



Фиг. 1

Корисна модель належить до машинобудування і може бути використана в мобільних робочих машинах (крано-маніпуляторних установках, екскаваторах, навантажувачах).

Відома система гідроприводу для будівельної машини по патенту США № 51505074 від 29.09.1992 р. Система гідроприводу включає регульований насос з регулятором, клапан компенсації тиску, зворотній клапан, розподільник та гідроциліндр. Система гідроприводу дозволяє забезпечити стабільну величину швидкості руху поршня гідроциліндра в залежності від настройки робочого вікна розподільника. Система забезпечує стабільну величину швидкості руху при напрямку зусилля на штоку гідроциліндра, що має протилежний напрям із напрямом швидкості руху поршня (зустрічне навантаження).

Недоліком такої системи гідроприводу є те, що при співпаданні напрямку зусилля з напрямом швидкості гідроциліндра (попутне навантаження) стабілізація швидкості руху поршня не забезпечується, що ускладнює процес керування будівельною машиною в процесі роботи.

Найбільш близьким до пристрою, що заявляється є секційний розподільник гідросистеми [патент України № 45334 E02F9/22, опублік. 15.04.2004 Бюл. № 4], який містить регульований насос з регулятором, секційний розподільник, лінії нагнітання, керування та зливу, гідробак, два гідроциліндри, підключені силовими лініями до розподільника. Кожна секція розподільника має корпус, в якому розташований розподільний золотник, виконані нагнітальна, дві силові та дві зливні розточки. Між нагнітальною та силовими розточками утворено дві перемички, на які виходять два основних радіальних канали. В кожній секції розташований логічний клапан, підключений до лінії керування та до основних радіальних каналів, а також регулятори потоку та регульований дросель.

Недоліком прототипу є те, що стабілізація швидкості руху гідроциліндрів забезпечується тільки у випадку, коли напрям навантаження на штоку гідроциліндра протилежний напрямку руху поршня гідроциліндра (зустрічне навантаження). Якщо напрям руху поршня співпадає з напрямом навантаження на штоку гідроциліндра (попутне навантаження), то стабільність швидкості руху поршня гідроциліндра порушується. У цьому випадку величина швидкості руху поршня буде залежати від величини та часу дії зусилля на шток гідроциліндра. Це ускладнює керування виконавчими механізмами робочої мобільної машини, збільшує кількість рухів при виконанні робочих операцій, зменшує продуктивність роботи.

В основу корисної моделі поставлена задача створення гідросистеми, в якій за рахунок введення нових елементів та зв'язків досягається забезпечення стабілізації швидкості руху гідроциліндрів як при зустрічному, так і при попутному навантаженнях, що приводить до кращої керованості виконавчими механізмами робочої мобільної машини, зменшує кількість рухів, необхідних для виконання робочих операцій, підвищуючи таким чином продуктивність роботи.

Поставлена задача вирішується тим, що гідросистема містить регульований насос з регулятором, лінії нагнітання, керування та зливу, гідробак два гідроциліндри, підключені силовими лініями до розподільника, кожна секція якого має корпус, в якому виконані нагнітальна, дві силові, дві зливні розточки та дві перемички між нагнітальною та відповідними силовими розточками, на які виходять два основних радіальних канали, а також логічний клапан, підключений до лінії керування та до основних радіальних каналів сусідніх секцій, в кожному розподільника введено клапан тиску, який має вхід, вихід, торцеву та пружинну камери, вхід клапана тиску підключено до зливних розточок, а пружинна камера та вихід до лінії зливу, в корпусі кожної секції розподільника виконано два додаткових радіальних канали, співвісних основним радіальним каналам, кожен з яких виходить на відповідну перемичку між нагнітальною та силовою розточками, додаткові радіальні канали з'єднані також лінією між собою та торцевою камерою клапана тиску, а лінія керування з'єднана з лінією зливу через дросель малої провідності.

На фіг. 1 зображено схему гідросистеми з двома секціями розподільника, на фіг. 2 гідросистема з конструктивним зображенням розподільного золотника та клапана тиску в положенні "підйом", та на фіг. 3 гідросистема з конструктивним зображенням розподільного золотника в положенні "опускання".

Гідросистема включає регульований насос 1 (фіг. 1) з регулятором 2, який має пружину 3, гідробак 29, дві секції 4, 5 розподільника та гідроциліндри 7, 8. Розподільник має лінію нагнітання 9, лінію зливу 10 та лінію керування 11. Лінія керування 11 з'єднана з лінією зливу 10 через дросель малої провідності 6. До лінії нагнітання 9 в кожній секції 4, 5 підключені розподільні золотники 12 та 13. Силові лінії 16, 17, 18, 19 з'єднують розподільні золотники 12 та 13 з гідроциліндрами 8 та 7. Лінії зливу 24 та 25 пов'язують розподільні золотники 12 та 13 із входами клапанів тиску 14 та 15. Виходи та пружинні камери клапанів тиску 14 та 15 зв'язані лініями керування 26 та 27 із лінією зливу 10, а торцеві камери клапанів тиску 14 та 15 зв'язані з розподільними золотниками 12 та 13 лініями керування 21 та 20. Вихід логічного клапана 28

зв'язаний із лінією керування 11, а його входи пов'язані лініями керування 22 та 23 з розподільними золотниками 12 та 13. В корпусі 35 секції розподільника (фіг. 2) виконана нагнітальна розточка 30, силові розточки 31 та 32, а також зливні розточки 33 та 34. Розподільний золотник 13 служить для перекривання перемичок 40 та 41, на які виходять основні радіальні канали 36, 37 та додаткові радіальні канали 38, 39.

Працює гідросистема таким чином. Розподільні золотники 12 та 13 гідросистеми можуть займати положення "нейтральне", "підйом", "опускання". При розташуванні розподільних золотників 12 та 13 в положенні "нейтральне" (фіг. 1) робоча рідина від регульованого насоса 1 через розподільні золотники 12 та 13 до гідроциліндрів 7 та 8 не надходить. Лінія керування 11 через дросель малої провідності 6 буде пов'язана із лінією зливу 10. Тиск p_p в лінії керування 11 буде дорівнювати нулю ($p_p=0$). Регулятор 2 буде знаходитись в цьому випадку під дією тиску p_n на виході регульованого насоса 1 та пружини 3, визначаючи таку витрату регульованого насоса 1, при якій тиск p_n буде незначним (в залежності від стиснення пружини 3, яка зазвичай настроєна на тиск порядку 1,4...1,7 МПа). Витрата регульованого насоса 1 при цьому буде покривати перетікання робочої рідини в регульованому насосі 1 та в секціях розподільника 4, 5. Таким чином при нейтральних позиціях розподільних золотників 12 та 13 поршні гідроциліндрів 7 та 8 будуть нерухомі, що забезпечить холостий хід регульованого насоса 1 при незначній його витраті.

При перемиканні розподільного золотника 13 в позицію "підйом" (фіг. 2), робоча рідина від регульованого насоса 1 по лінії нагнітання 9, через нагнітальну розточку 30, силову розточку 31 та силову лінію 18 буде надходити до поршневої камери гідроциліндра 7, приводячи його поршень до руху. Злив робочої рідини від гідроциліндра 7 буде забезпечуватись по силовій лінії 19, через силову розточку 32, зливну розточку 34, по лінії зливу 25 через клапан тиску 15 та лінію зливу 10 в гідробак 29. Поршень гідроциліндра 7 при цьому буде рухатись під дією зустрічного навантаження - T_1 , направлено проти швидкості поршня V_1 . На вході в гідроциліндр 7 встановиться тиск p_{c1} , величина якого буде пропорційна навантаженню - T_1 . На виході регульованого насоса 1 встановиться тиск p_n , величина якого також буде залежати від величини навантаження - T_1 . Частина робочої рідини під тиском p_{c1} через додатковий радіальний канал надійде до клапана тиску 15 переміщуючи його золотник в крайню праву позицію та максимально відкриваючи його робоче вікно 43, забезпечуючи злив робочої рідини від гідроциліндра 7 в гідробак 29. Пружина 42 настроєна на незначну величину тиску (0,5...1,0) МПа. Одночасно через основний радіальний канал 36 робоча рідина під тиском p_{c1} надходить через лінію керування 23 та логічний клапан 28 в лінію керування 11, створюючи в ній тиск p_p . Тиск p_p приймаємо рівним тиску p_{c1} , нехтуючи шляховими втратами в основному радіальному каналі 36, логічному клапані 28, лініях керування 23 та 11, на основі того, що витрата через дросель малої провідності 6 незначна.

$$p_{c1}=p_p. (1).$$

Регулятор 2 регульованого насоса 1, знаходячись під дією пружини 3 та тисків p_p та p_n , буде змінювати витрату регульованого насоса 1 таким чином, що тиск на виході регульованого насоса 1 p_n буде перевищувати тиск p_p на величину, що визначається настройкою пружини 3:

$$p_n = p_p + \frac{c_p \cdot H_p}{F_p}, (2)$$

де:

c_p - жорсткість пружини 3;

H_p - попереднє стиснення пружини 3;

F_p - площа золотника регулятора 2.

Величина витрати, що надходить від регульованого насоса 1 через секцію розподільника 5 до гідроциліндра 7 буде визначатись (з урахуванням рівнянь 1 та 2) за формулою:

$$Q_1 = \mu \cdot f_{др1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_{c1})}{\rho}} = \mu \cdot f_{др1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (c_p \cdot H_p / F_p)}{\rho}}; (3)$$

де: $f_{др}$ - площа робочого вікна, утвореного розподільним золотником 13 та корпусом 35;

μ - коефіцієнт витрати;

ρ - густина робочої рідини.

Змінюючи величину $f_{др}$ можна регулювати величину витрати Q_1 , що подається регульованим насосом до гідроциліндра 7, визначаючи таким чином величину швидкості V_1 , з якою буде рухатись поршень гідроциліндра 7. Величина настроєної швидкості V_1 при цьому не буде залежати від величини навантаження - T_1 , на гідроциліндрі 7.

5 При збільшенні величини навантаження - T_1 збільшуються величини тисків p_{c1} та p_p . Перепад тиску $p_n - p_{c1}$ на робочому вікні розподільного золотника 13 і величина витрати Q_1 , що поступає до гідроциліндра 7 (формула 3) зменшуються, як і швидкість руху + V_1 поршня гідроциліндра 7. Під дією зменшеного перепаду тиску $p_n - p_p$ регулятор 2 переміщується справа наліво збільшуючи витрату регульованого насоса 1, піднімаючи тиск p_n . Збільшення тиску p_n 10 приводить до відновлення значень перепадів тиску $p_n - p_{c1}$ та $p_n - p_p$, а значить і до відновлення настроєної швидкості руху + V_1 поршня гідроциліндра 7.

15 При зменшенні величини зустрічного навантаження - T_1 , зменшуються величини тисків p_{c1} та p_p . Перепад тиску $p_n - p_{c1}$ на робочому вікні розподільного золотника 13 і величина витрати Q_1 , що надходить до гідроциліндра 7 (формула 3) збільшуються, як і швидкість руху + V_1 поршня гідроциліндра 7. Під дією збільшеного перепаду тиску $p_n - p_p$ регулятор 2 переміщується зліва направо, зменшуючи витрату регульованого насоса 1, знижуючи тиск p_n . Зменшення тиску p_n 15 приводить до відновлення значень перепадів тиску $p_n - p_{c1}$ та $p_n - p_p$, а значить і до відновлення настроєної швидкості руху + V_1 поршня гідроциліндра 7.

20 У разі виникнення на гідроциліндрі 7 попутного навантаження - T_1 , що співпадає за напрямом із швидкістю - V_1 (фіг. 2), гідросистема буде працювати таким чином. Оскільки напрям дії сили - T_1 співпадає з напрямом швидкості - V_1 руху поршня гідроциліндра 7, то тиск p_{c1} в поршневій камері буде зменшуватись, а швидкість руху - V_1 поршня буде збільшуватись. Робоча рідина під невеликим тиском p_{c1} надходить через додатковий радіальний канал 38 та по лінії керування 20 до клапана тиску 15. Під дією тиску p_{c1} та пружини 42 золотник 44 клапана 25 тиску 15 переміщується справа наліво, зменшуючи площу $f_{км}$ робочого вікна 43. При цьому буде збільшуватись величина тиску p_{d1} в поршневій камері гідроциліндра 7 і рух поршня буде уповільнюватись. В штоковій камері гідроциліндра 7 встановиться тиск

$$p_{c1} = \frac{c_k \cdot H_k}{F_k}, \quad (4)$$

де:

30 c_k - жорсткість пружини 42;

H_k - попереднє стиснення пружини 42;

F_k - площа торця золотника 44.

Зазвичай, настройка клапана тиску $\frac{c_k \cdot H_k}{F_k}$, вибирається незначною і складає величину

35 порядку (0,5...1,0) МПа. Робоча рідина під тиском p_{c1} по основному радіальному каналу 36, по лінії керування 23 та через логічний клапан 28 буде надходити також до регулятора 2 створюючи в лінії керування 11 тиск p_p , величина якого буде рівна величині тиску p_{c1} :

$$p_{c1} = p_p \quad (5)$$

Регулятор 2, що знаходиться під дією тиску p_p , пружини 3 та тиску p_n змінює продуктивність регульованого насоса 1 таким чином, величина тиску p_n буде визначатись за формулою:

$$40 \quad p_n = p_p + \frac{c_p \cdot H_p}{F_p} \quad (6)$$

Витрата Q_1 регульованого насоса 1 при цьому буде визначатись з урахуванням рівнянь 5 та 6 за формулою:

$$Q_1 = \mu \cdot f_{др1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_n - p_{c1})}{\rho}} = \mu \cdot f_{др1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (c_p \cdot H_p / F_p)}{\rho}} \quad (7)$$

45 Таким чином при попутному навантаженні - T_1 , коли його напрям співпадає з напрямом швидкості руху поршня гідроциліндра 7 - V_1 величина витрати Q_1 , що надходить в гідроциліндр 7 залежить від величини площі $f_{др}$ робочого вікна розподільного золотника 13 і не залежить від величини навантаження - T_1 на штоку гідроциліндра 7. Змінюючи величину $f_{др}$ можна регулювати величину швидкості - V_1 , з якою рухається поршень гідроциліндра 7. При збільшенні величини попутного навантаження - T_1 на штоку гідроциліндра 7 швидкість руху поршня буде 50 збільшуватись, тиск p_{c1} буде зменшуватись. Рівновага золотника 44 клапана тиску 15 при цьому

порушиться і він буде переміщуватись справа наліво, зменшуючи площу $f_{км}$ робочого вікна 43 та збільшуючи тиск $p_{д1}$, компенсуючи зростання зусилля - T_1 на штоку гідроциліндра 7. При цьому буде відновлюватись настроєна величина швидкості - V_1 руху поршня гідроциліндра 7.

5 При зменшенні величини попутного навантаження - T_1 на штоку гідроциліндра 7, швидкість руху поршня - V_1 буде зменшуватись, тиск $p_{с1}$ буде дещо зростати. Рівновага золотника 44 клапана тиску 15 порушиться і він буде переміщуватись зліва направо, збільшуючи площу $f_{км}$ робочого вікна 43 та зменшуючи тиск $p_{д1}$, компенсуючи зменшення величини навантаження - T_1 . Величина настроєної швидкості - V_1 при цьому буде відновлюватися.

10 При перемиканні розподільного золотника 13 в позицію "опускання" (фіг. 3), робоча рідина від регульованого насоса 1 по лінії нагнітання 9, через нагнітальну розточку 30, силову розточку 32 та силову лінію 19 буде надходити до штокової камери гідроциліндра 7 приводячи його поршень до руху із швидкістю - V_1 . Злив робочої рідини від гідроциліндра 7 буде забезпечуватись по силовій лінії 18, через силову розточку 31, зливну розточку 33, по лінії зливу 25 через клапан тиску 15 та лінію зливу 10 в гідробак 29. Поршень гідроциліндра 7 при цьому

15 буде рухатись під дією зустрічного навантаження + T_1 направлено проти швидкості руху поршня - V_1 . Змінюючи величину площі $f_{др}$ робочого вікна розподільного золотника 13 можна регулювати величину витрати, що подається регульованим насосом 1 до гідроциліндра 7 (згідно з формулою 3), а значить і регулювати швидкість руху - V_1 поршня. Величина настроєної

20 величини швидкості - V_1 при цьому також не буде залежати від величини зустрічного навантаження + T_1 на штоку гідроциліндра 7.

При виникненні на гідроциліндрі попутного навантаження - T_1 швидкості - V_1 руху поршня гідроциліндра 7 також можна регулювати змінюючи величину площі $f_{др}$ робочого вікна розподільного золотника 13.

25 При цьому величина витрати Q_n , що подається регульованим насосом 1 до гідроциліндра 7 буде визначатись за формулою 6. Величина настроєної швидкості - V_1 при цьому не буде залежати від величини попутного навантаження - T_1 , зміна якого компенсується роботою золотника 44 клапана тиску 15.

30 Таким чином в запропонованій гідросистемі за рахунок введення нових елементів та зв'язків забезпечується можливість пропорційного керування та стабілізації швидкості руху поршня гідроциліндра як при зустрічному так і при попутному навантаженнях.

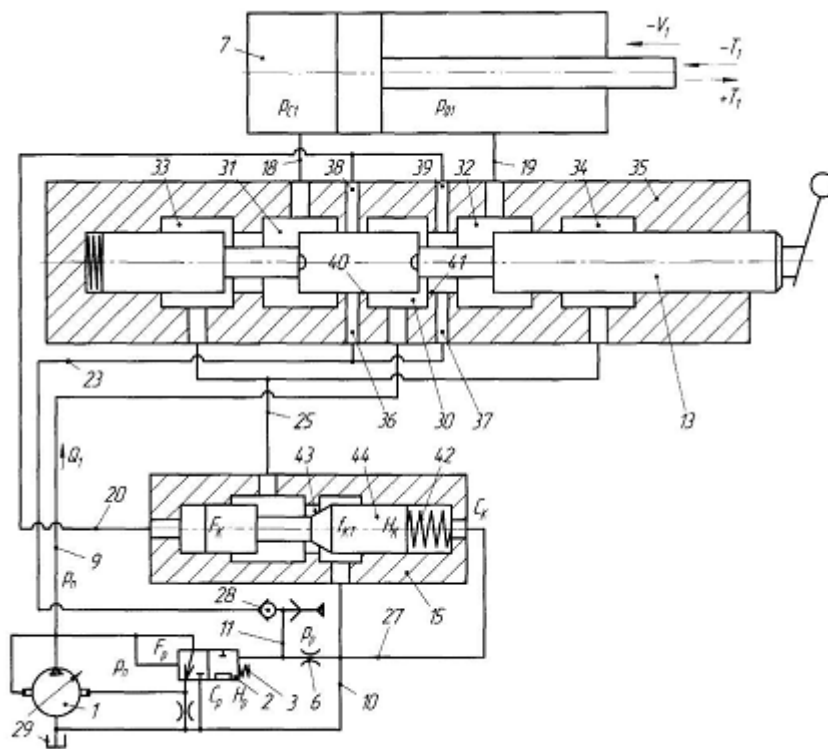
Це приводить до кращої керованості виконавчими механізмами робочої мобільної машини (крано-маніпуляторної установки, екскаватора, навантажувача), зменшує кількість рухів необхідних для виконання робочих операцій, підвищуючи таким чином продуктивність роботи.

35 ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гідросистема, що містить регульований насос з регулятором, лінії нагнітання, керування та зливу, гідробак, два гідроциліндри, підключені силовими лініями до розподільника, кожна секція

40 якого має корпус, в якому виконані нагнітальна, дві силові, дві зливні розточки та дві перемички між нагнітальною та відповідними силовими розточками, на які виходять два основних радіальних канали, а також логічний клапан, підключений до лінії керування та до основних радіальних каналів сусідніх секцій, яка **відрізняється** тим, що в кожен секцію розподільника введено клапан тиску, який має вхід, вихід, торцеву та пружинну камери, вхід клапана тиску підключено до зливних розточок, а його пружинна камера та вихід під'єднані до лінії зливу, в

45 корпусі кожної секції розподільника виконано два додаткових радіальних канали, співвісних основним радіальним каналам, кожен з яких виходить на відповідну перемичку між нагнітальною та силовою розточками, додаткові радіальні канали з'єднані між собою та з торцевою камерою клапана тиску, а лінія керування з'єднана з лінією зливу через дросель малої провідності.



Фиг. 3

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