



УКРАЇНА

(19) UA (11) 42891 (13) C2

(51) 7 F04C2/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## ОПИС

## ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

## (54) ШЕСТЕРЕННА ГІДРОМАШИНА ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

(21) 2000063631

(22) 22.06.2000

(24) 15.11.2001

(46) 15.11.2001, Бюл. № 10, 2001 р.

(72) Кулешков Юрій Володимирович, Черновол Михайло Іванович, Матвієнко Олександр Олександрович, Лопата Лариса Анатоліївна

(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, UA

(56) Авторське свідоцтво СРСР № 1211457

(57) 1. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені з утворенням камер низького і високого тиску шестерні зовнішнього зачеплення з цапфами, що встановлені у підшипниках ковзання, яка відрізняється тим, що на внутрішніх стінках корпусу в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень гідромашини корпусом утворено порожнини.

2. Шестеренна гідромашина по п. 1, яка відрізняється тим, що вхідна стінка порожнини розташована під кутом  $35^\circ$  до напрямку швидкості потоку втрат робочої рідини, а вихідна стінка порожнини - під кутом  $90^\circ$  до неї, при цьому максимальна глибина порожнини  $h$  становить:

$$h=(10\dots15)\cdot\delta_{p1},$$

де  $\delta_{p1}$  - ширина поперечного перерізу потоку втрат робочої рідини.

3. Шестеренна гідромашина по п. 1, яка відрізняється тим, що порожнина має форму циліндричної поверхні, твірна якої паралельна осі циліндричних

розточок, а її напрямна розташована в площині, перпендикулярній до цієї осі і описується в полярній системі координат рівнянням:

$$r=(R+h)\cdot e^{-\phi\cdot tg\alpha},$$

де

$r$  - радіус-вектор, лінійна координата у полярній системі координат;

$\phi$  - кут повертання радіус-вектора, кутова координата в полярній системі координат;

$R$  - радіус розточок корпусу;

$h$  - максимальна глибина порожнин;

$\alpha$  - параметр, який для вхідної стінки порожнини дорівнює  $\alpha=35^\circ$ , а для вихідної  $\alpha=90^\circ$ .

4. Шестеренна гідромашина по пп. 1, 2 і 3, яка відрізняється тим, що верхівки зубців шестерень виконано у формі порожнин відповідно до п. 2 або п. 3, при цьому параметр  $R$  дорівнює радіусу верхівок зубців шестерень, а параметр  $h$  визначається шириною зубців шестерень.

5. Шестеренна гідромашина по пп. 1, 2, 3 і 4, яка відрізняється тим, що щільність розташування порожнин по всій зоні контактування шестерень гідромашини з корпусом пропорційна швидкості потоку втрат робочої рідини через радіальний зазор.

6. Шестеренна гідромашина по пп. 1, 2, 3, 4 і 5, яка відрізняється тим, що між корпусом і верхівками зубців шестерень в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень гарантується зазор в межах  $\delta=0,05\dots0,10$  мм.

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до шестерених гідромашин зовнішнього зачеплення і може бути використаний в сільськогосподарському машинобудуванні.

Найбільш близькою до винаходу, що пропонується, являється шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені з утворенням камер низького і високого тиску шестерні зовнішнього зачеплення з цапфами, що встановлені у підшипниках ковзання і спряжені з шестернями торцеві компенсатори, на циліндричних поверхнях яких зі сторони камери низького тиску нанесене покриття із фрикційного матеріалу [1].

До недоліків зойно описаної ШГМЗЗ слід віднести недостатню високу об'ємну подачу і коефіцієнт об'ємної подачі гідромашини, обмежений робочий тиск, а також значні зноси корпусу гідромашини в області камери низького тиску, в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень, що значно знижує її надійність і довговічність.

Задача, яку вирішує даний винахід, полягає в підвищенні об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі ШГМЗЗ, підвищенні робочого тиску, а також підвищенні її надійності і довговічності.

Підвищення об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі, а також підвищення робочого тиску гідромашини вирішується за рахунок того, що в шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення,

що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені з утворенням камер низького і високого тиску шестерні зовнішнього зачеплення з цапфами, що встановлені у підшипниках ковзання, згідно винаходу, на внутрішніх стінках корпусу в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень гідромашини корпусом утворено порожнини.

При цьому вхідна стінка порожнини розташована під кутом  $35^\circ$  до напрямку швидкості потоку втрат робочої рідини, а вихідна стінка порожнини - під кутом  $90^\circ$  до неї, а максимальна глибина порожнини  $h$  становить:

$$h=(10\dots 15)\cdot\delta_p, \quad (1)$$

де  $\delta_p$  - ширина поперечного перерізу потоку втрат робочої рідини.

Іншим, більш ефективним варіантом виконання порожнини, є порожнина, яка має форму циліндричної поверхні, твірна якої паралельна осі циліндричних розточок, а її направляюча розташована в площині, перпендикулярній до цієї вісі і описується в полярній системі координат рівнянням:

$$r=(R+h)\cdot e^{-\phi\cdot\operatorname{tg}(\alpha)}, \quad (2)$$

де

$r$  - радіус-вектор, лінійна координата у полярній системі координат;

$\phi$  - кут повороту радіус-вектора, кутова координата в полярній системі координат;

$R$  - радіус розточок корпусу;

$h$  - максимальна глибина порожнини;

$\alpha$  - параметри, який для вхідної стінки порожнини дорівнює  $\alpha=35^\circ$ , а для вихідної  $\alpha=90^\circ$ .

Окрім того, для підвищення ефективності вищезазначеної задачі верхівки зубців шестерень виконано у формі порожнин відповідно до п. 2 або п. 3, при цьому параметр  $R$  дорівнює радіусу верхівок зубців шестерень, а параметр  $h$  визначається шириною зубців шестерень.

При цьому щільність розташування порожнин по всій зоні контактування шестерень гідромашини з корпусом пропорційна швидкості потоку втрат робочої рідини через радіальний зазор.

Задача підвищення надійності і довговічності шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення вирішується завдяки тому, що між корпусом і верхівками зубців шестерень в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень гарантується зазор в межах  $\delta=0,05\dots 0,10$  мм.

На фіг. 1 наведено повздовжній переріз ШГМЗЗ.

На фіг. 2 наведена схема втрат робочої рідини через радіальний зазор ШГМЗЗ на її поперечному перерізу, та зона ущільнення верхівок зубців шестерень.

На фіг. 3 наведено геометричні параметри порожнини, які пропонується утворити на внутрішніх стінках корпусу відповідно до залежності (1) та схема утворення водоворотної зони.

На фіг. 4 наведено геометричні параметри порожнини, які пропонується утворити на внутрішніх стінках корпусу відповідно до залежності (2) та схема утворення водоворотної зони.

На фіг. 5 зображено стінки корпусу на поперечному перерізу ШГМЗЗ з утвореними на них порожнинами, що пропонуються.

Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення (див. фіг. 1 і фіг. 2) містить корпус 1, у циліндричних розточках 2 якого розміщені з утворен-

ням камер низького 3 і високого 4 тиску ведуча 5 і ведена 6 шестерні зовнішнього зачеплення з цапфами 7, які обертаються в підшипниках ковзання 8.

На внутрішніх стінках корпусу 1 в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень 5 і 6 корпусом 1 по периметру радіального зазору 9 утворено порожнини 10 (див. фіг. 3, фіг. 4 і фіг. 5).

При цьому вхідну стінку 11 порожнини 10 (фіг. 3) розташовують під кутом  $35^\circ$  до напрямку швидкості потоку втрат робочої рідини, а вихідну стінку 12 порожнини 10 під кутом  $90^\circ$  до неї, при цьому максимальна глибина порожнини  $h$  становить  $h=(10\dots 15)\cdot\delta_p$ .

Іншим, більш ефективним варіантом порожнини 10, може бути порожнина, яка має форму циліндричної поверхні, твірна якої паралельна осі циліндричних розточок, а її направляюча розташована в площині, перпендикулярній до цієї вісі і описується в полярній системі координат рівнянням (2) див. 10 на фіг. 4. Така порожнина у вигляді 10 (фіг. 4) відрізняється тим, що у кожній своїй точці стінка порожнини направлена під кутом  $\alpha$  до напрямку руху потоку втрат робочої рідини, який рухається по коловим траєкторіям. При цьому кут  $\alpha$  для вхідної стінки порожнини 13 дорівнює  $\alpha=35^\circ$ , а для вихідної 14  $\alpha=90^\circ$  (див. фіг. 4).

Крім того верхівки зубців шестерень виконано у формі порожнин відповідно до п. 2 або п. 3, при цьому параметр  $R$  дорівнює радіусу верхівок зубців шестерень, а параметр  $h$  визначається шириною зубців шестерень.

Щільність розташування порожнин 10 по всій зоні контактування шестерень гідромашини 5 і 6 з корпусом 1 пропорційна швидкості потоку втрат робочої рідини через радіальний зазор 9, а тому порожнини розташували в зоні безпосереднього ущільнення верхівок зубців шестерень корпусом, тобто в секторах центральних кутів  $O_1AB$  і  $O_2CD$  (див. фіг. 5).

При цьому між корпусом 1 і верхівками зубців шестерень 5 і 6 в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень, тобто в секторах центральних кутів  $O_1AB$  і  $O_2CD$  гарантується зазор в межах  $\delta=0,05\dots 0,10$  мм (див. фіг. 3, 4 і 5).

ШГМЗЗ, наприклад в режимі насоса працює наступним способом.

При обертанні ведучої шестерні 5 і кінематично зв'язаної з нею веденої шестерні 6 у підшипниках 8 створюється розрідження в камері низького тиску 3. Робоча рідина, що надійшла в камеру низького тиску 3, захоплюється зубцями шестерень 5 і 6 і у міжзубових западинах переноситься уздовж стінок 2 із камери низького тиску 3 у камеру високого тиску 4, звідки робоча рідина подається під тиском у магістраль високого тиску (див. фіг. 1, 2).

Однією з вад конструкції ШГМЗЗ є наявність радіального зазору 9 між верхівками зубців шестерень 5 і 6 і корпусом 1 (фіг. 1 і фіг. 2), який являється джерелом втрат робочої рідини, що призводить до падіння об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі гідромашини. Тобто, особливістю роботи ШГМЗЗ являється те, що робоча рідина під впливом високого тиску з камери високого тиску 4 через зазори, зокрема через радіальний зазор 9 спряження верхівки зубців шестерень - корпус перетікає в камеру низького тиску 3 (див. фіг. 2). Це

суттєво впливає на об'ємну подачу і коефіцієнт об'ємної подачі ШГМЗЗ.

Ущільнення верхівок зубців шестерень 5 і 6 корпусом 1 (фіг. 1 і фіг. 2), що є по суті ущільненням радіального зазору 9, відбувається в області камери низького тиску 3 в зонах центральних кутів  $O_1AB$  для ведучої і  $O_2CD$  для веденої шестерень. Для зменшення втрат робочої рідини через радіальні зазори 9 на внутрішніх стінках корпусу 1 в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень 5 і 6 корпусом 1, тобто в зонах центральних кутів  $O_1AB$  і  $O_2CD$  утворено порожнини 10 (див. фіг. 3, фіг. 4 і фіг. 5).

Утворення порожнин 10 (див. фіг. 3, фіг. 4 і фіг. 5) в корпусі насоса 1 передбачає збільшення місцевого опору втратам робочої рідини через радіальний зазор, що забезпечує зростання об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі ШГМЗЗ.

При перетіканні потоку, що відповідає втратам робочої рідини через порожнину 10 (див. фіг. 3, фіг. 4 і фіг. 5) в ній утворюється водоворотна зона, яка й призводить до падіння гідродинамічної складової напору, що в свою чергу призводить до зменшення втрат робочої рідини через радіальний зазор.

Запропонована порожнина 10 (див. фіг. 3 і фіг. 4), являє собою по своїй суті два місцеві гідравлічні опори. Це, по-перше, місцевий гідравлічний опір різкого розширення, який змінюється на місцевий гідравлічний опір різкого звуження. На цих місцевих опорах і відбувається падіння гідродинамічної складової загального напору потоку втрат робочої рідини через радіальні зазори. Таким чином відбувається самозгашення енергії потоку втрат робочої рідини через радіальні зазори.

Конструктивні особливості порожнини 10, які полягають в тому, що вхідна стінка 11 порожнини розташована під кутом  $35^\circ$  до напрямку швидкості потоку втрат робочої рідини, а вихідна стінка порожнини 12 під кутом  $90^\circ$  до неї, при цьому максимальну глибину порожнини  $h$  визначено з умови (1), покликаних забезпечити максимально можливий місцевий гідравлічний опір втратам робочої рідини [2].

З [2] відомо, що коефіцієнт опору при різкому розширенні визначають з залежності:

$$\xi_{pp} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2, \quad (3)$$

а для різкого звуження:

$$\xi_{pz} = \xi \cdot \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2, \quad (4)$$

де

$\xi$  - коефіцієнт пропорційності, який залежить від кута  $\alpha$ ;

$\omega_1$  і  $\omega_2$  - відповідно площа поперечного перерізу щілини радіального зазору, через який спрямовані втрати робочої рідини і які становлять:

$$\omega_1 = \delta_p \cdot b \quad \text{і} \quad \omega_2 = (h + \delta_p) \cdot b, \quad (5)$$

де  $b$  - ширина щілини.

Як видно з (3), (4) і (5) коефіцієнти опору  $\xi_{pp}$  і  $\xi_{pz}$  зростають при збільшенні співвідношення:

$$h/\delta_p = (10 \dots 15). \quad (6)$$

Але подальше збільшення співвідношення (6) призводить, по-перше, до зниження швидкості

зростання коефіцієнта опору, а, по-друге, до зменшення поперечного перерізу стінки корпусу, що призводить до ряду вад в роботі ШГМЗЗ.

Для підвищення ефективності виконання поставлених задач в підвищенні об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі гідромашини вершини зубців шестерень 5 і 6 забезпечено порожнинами відповідно до п. 2 або п. 3, при цьому параметр  $R$  дорівнює радіусу верхівок зубців шестерень, а параметр  $h$  визначають виходячи з ширини зубців шестерень.

Таке виконання зубців ШГМЗЗ дозволяє ще більше підвищити гідравлічний опір втратам робочої рідини при проходженні зубців шестерень над відповідною порожниною 10 в корпусі 1, а отже, сприяє підвищенню об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі ШГМЗЗ.

Гідравлічний опір потоку втрат робочої рідини при проходженні його через порожнину 10 утворюється за рахунок відриву потоку від вхідної стінки порожнини, яка розташована під кутом  $\alpha = 35^\circ$  до напрямку швидкості потоку втрат робочої рідини  $u_b$  і утворення водоворотної зони (див. фіг. 3, фіг. 4 і фіг. 5) [2]. Підвищенню гідравлічного опору потоку втрат робочої рідини при проходженні його через порожнину 10 сприяє і вихідна стінка порожнини, яка розташована під кутом  $\alpha = 90^\circ$  до напрямку швидкості потоку втрат робочої рідини  $u_b$  (див. фіг. 3, фіг. 4 і фіг. 5).

Утворення водоворотної зони в зонах центральних кутів  $O_1AB$  і  $O_2CD$ , тобто в області утворення порожнин 10 сприяє підвищенню тиску робочої рідини в цій області і підвищенню несучої здібності вінців шестерень 5 і 6, як свого роду підшипників ковзання в корпусі насоса 1. При цьому напрямком дії рівнодіючої підвищеного тиску в області утворення порожнин 10 протилежний навантаженню підшипників ковзання 8 (див. фіг. 1, 3, 4 і фіг. 5). А це, власне, і дозволяє значно розвантажити підшипники ковзання 8, які являються основною причиною подальшого зростання тиску робочої рідини ШГМЗЗ і тим самим підвищити зазначений тиск, або ж підвищити надійність і довговічність підшипникового вузла, а отже і ШГМЗЗ цілому.

Розміщення однієї порожнини на шляху потоку втрат робочої рідини недостатньо для запобігання втратам робочої рідини через радіальний зазор. Посилення ефекту зменшення втрат робочої рідини через радіальні зазори 9 досягають, якщо щільність розташування порожнин 10 по всій зоні контактування шестерень 3 і 4 гідромашини з корпусом 1 пропорційна швидкості потоку втрат робочої рідини через радіальний зазор (див. фіг. 5). Це витікає з рівняння Бернуллі, аналіз якого показує, що місцеві гідравлічні опори сприяють зменшенню кінетичної складової енергії потоку втрат робочої рідини, а отже, щільність розташування порожнин не рівномірно по всьому периметру, а пропорційно швидкості потоку втрат робочої рідини є найбільш раціональним. Тобто, ефект зниження кінетичної складової напору зростає при раціональному розміщенні порожнин по периметру ШГМЗЗ. Найбільш раціональним розміщенням порожнин є їх розташування в зоні максимальних швидкостей потоку втрат робочої рідини. Такою зоною є зона безпосереднього ущільнення верхівок зубців шестерень

корпусом (див. фіг. 2 і 5) в зоні центральних кутів  $O_1AB$  і  $O_2CD$  (див. фіг. 2 і 5).

Задача підвищення надійності і довговічності шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення вирішується завдяки тому, що між корпусом і вершинами зубців шестерень в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень гарантовано зазор в межах  $\delta=0,05...0,10$  мм.

Дійсно, прагнення мінімально зменшити зазор 9 в місті ущільнення корпусом 1 верхівок зубців шестерень 5 і 6 призводить до підвищення інтенсивності абразивного зношування корпусу і верхівок зубців шестерень ШГМЗЗ. З'ясувати причини цього можна висвітливши механізм абразивного зношування корпусу. Останній полягає в тому, що абразивна частка заклинюється між верхівками зубців шестерень і корпусом і при обертанні шестерень відбувається шкрябання цією абразивною часткою, як стінок корпусу, так і верхівок зубців шестерень. Цим можна пояснити недостатній рівень надійності і довговічності ШГМЗЗ.

При наявності гарантованого зазору між корпусом 1 і вершинами зубців шестерень 5 і 6 в зоні безпосереднього ущільнення верхівок зубців шестерень в межах  $0,05...0,10$  мм досягається підвищення надійності і довговічності ШГМЗЗ за раху-

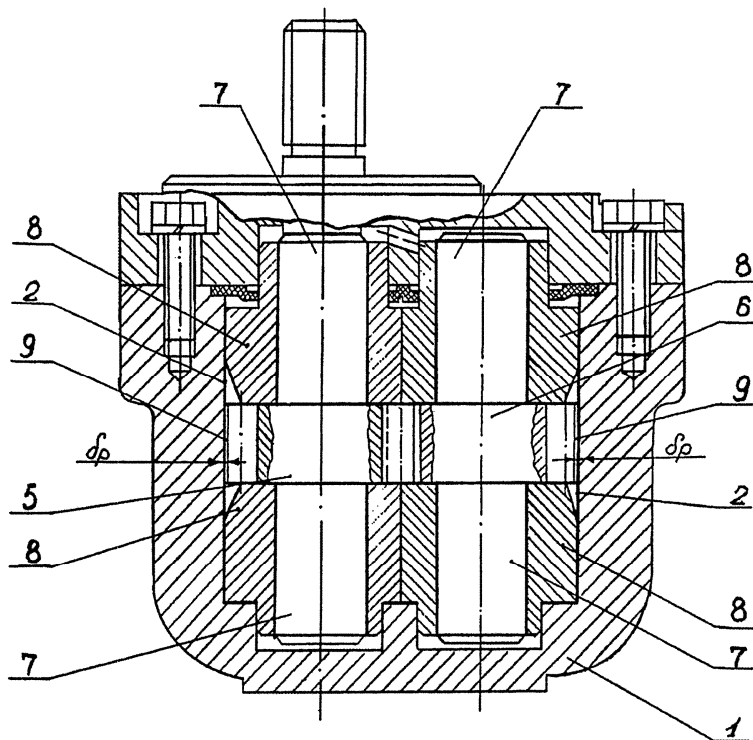
нок зменшення інтенсивності абразивного зношування завдяки тому, що такий великий зазор забезпечує вільне проходження через нього практично всіх абразивних часток. При цьому величина радіального зазору в зоні ущільнення верхівок зубців шестерень  $\delta=0,05...0,10$  мм визначається максимальною величиною абразивних часток, які знаходяться у робочій рідині ШГМЗЗ, що залежить від ступеню очищення робочої рідини.

Таким чином, запобіганню зношення корпусу і верхівок зубців шестерень, а отже і всього спряження вцілому сприяє, як зменшення потоку втрат робочої рідини, так і збільшення радіального зазору 9, через який спроможні вільно пройти абразивні частки будь-якого розміру не зачепивши стінок корпусу і верхівок зубців шестерень. Ущільнення ж цього спряження, як відмічено вище, відбувається за рахунок виконання порожнин 10 (див. фіг 5). А це веде до підвищення надійності і довговічності ШГМЗЗ.

Джерела інформації

1. А.с. № 1574909, Шестеренний насос F04C2/08 / М.И. Рекрут, Винницький політехнічний інститут БИ № 24, 1990 г.

2. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебн. для вузов. – Л.: Энергия, 1975. – 600 с.



Фіг. 1

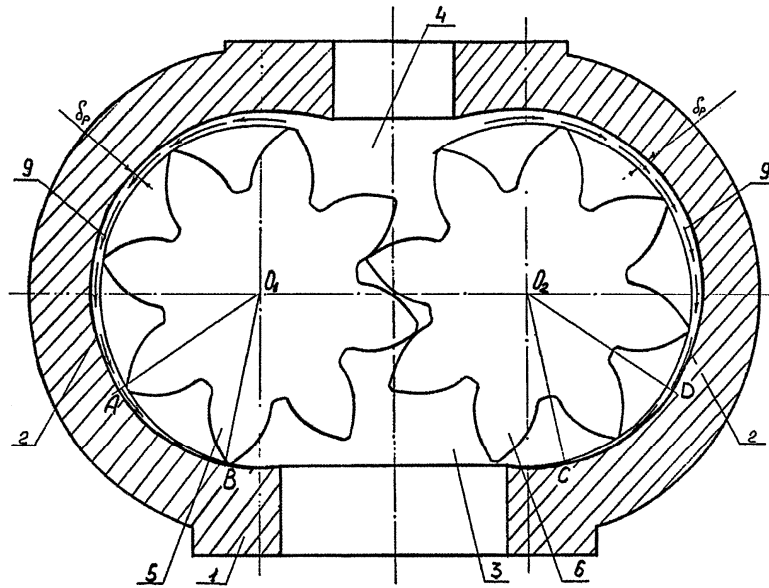


Fig. 2

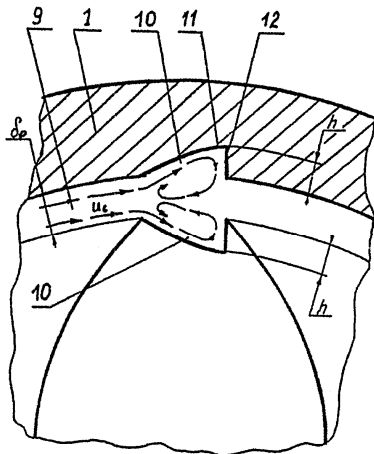


Fig. 3

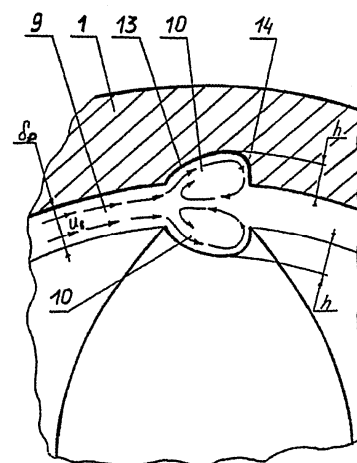


Fig. 4

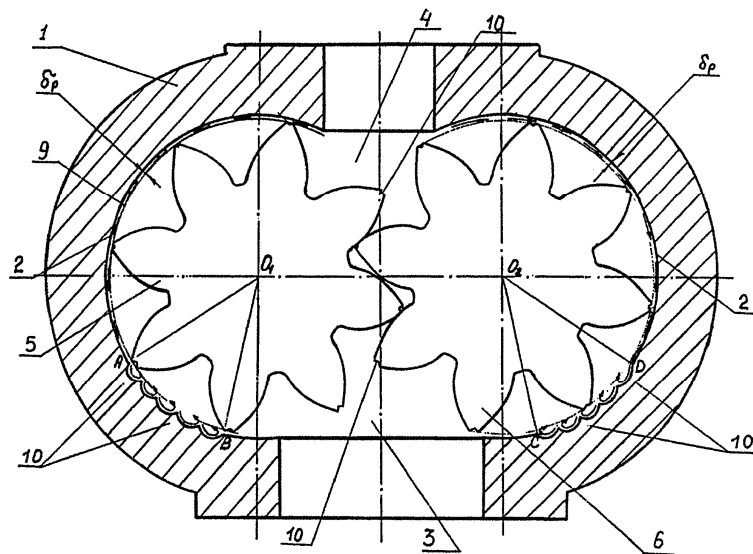


Fig. 5

---

ДП "Український інститут промислової власності" (Укрпатент)  
Україна, 01133, Київ-133, бульв. Лесі Українки, 26  
(044) 295-81-42, 295-61-97

---

Підписано до друку \_\_\_\_\_ 2002 р. Формат 60x84 1/8.  
Обсяг \_\_\_\_\_ обл.-вид. арк. Тираж 50 прим. Зам. \_\_\_\_\_

---

УкрІНТЕІ, 03680, Київ-39 МСП, вул. Горького, 180.  
(044) 268-25-22

---