



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **29840** (13) **U**  
(51) МПК (2006)  
B23P 6/00МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ**ОПИС**  
**ДО ПАТЕНТУ**  
**НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**видається під  
відповідальність  
власника  
патенту**(54) СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ПИТОМОГО РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ ШЕШТЕРЕННИХ ГІДРОМАШИН**

1

2

(21) u200711614

(22) 22.10.2007

(24) 25.01.2008

(72) КУЛЄШКОВ ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ, UA,  
ЧЕРНОВІЛ МИХАЙЛО ІВАНОВИЧ, UA, МАГО-  
ПЕЦЬ СЕРГІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ, UA, ОСІН РУС-  
ЛАН АНАТОЛІЙОВИЧ, UA, РУДЕНКО ТИМОФІЙ  
ВІКТОРОВИЧ, UA, БЕВЗ ОЛЕГ ВІКТОРОВИЧ, UA  
(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХ-  
НІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, UA(57) 1. Спосіб підвищення питомого робочого об'є-  
му шестеренних гідромашин шляхом того, що об-  
роблені шестерні встановлюють із зменшеною  
міжцентровою відстанню, який **відрізняється** тим,що зубчасте зачеплення попередньо розрахову-  
ють із зменшеною міжцентровою відстанню.2. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму  
шестеренних гідромашин за п. 1, який **відрізня-**  
**ється** тим, що зменшену міжцентрову відстань  
визначають з умови:

$$d_0 \langle A_d \langle mz,$$

де  $A_d$  - зменшена міжцентрова відстань, мм; $d_0$  - діаметр основного кола; $m$  - модуль зубчастого зачеплення, мм; $z$  - кількість зубців шестерень.

Корисна модель відноситься до машинобуду-  
вання, зокрема до способу підвищення питомого  
робочого об'єму шестеренних гідромашин і може  
бути використаний при їх виробництві.

Відомий спосіб підвищення питомого робочого  
об'єму шестеренних гідромашин шляхом зміни  
(підвищення) міжцентрової відстані [1]. До недо-  
ліків відомого способу слід віднести обмеженість  
можливостей способу в підвищенні питомого робо-  
чого об'єму. Лімітуючим фактором, при цьому, є  
загострення верхівок зубців шестерень.

Найбільш близьким до корисної моделі, що  
пропонується є спосіб підвищення питомого робо-  
чого об'єму шестеренних гідромашин сутність,  
якого полягає в тому, що оброблені шестерні  
встановлюють із зменшеною міжцентровою від-  
станню [2].

До недоліку відомого підвищення питомого  
робочого об'єму шестеренних гідромашин, слід  
віднести те, що в зубчастому зачепленні, розрахо-  
ваному на певну міжцентрову відстань зменшити  
міжцентрову відстань можливо на незначну вели-  
чину - в межах спроектованого бокового зазору в  
зубчастому зачепленні. Це зменшення, звичайно, не  
перевищує 0,5мм. Ці обставини не дають підстав  
сподіватись на суттєвий вплив такого незначного  
зменшення міжцентрової відстані на підвищення  
питомого робочого об'єму шестеренних гідрома-  
шин.

Окрім того, неможливість відомого способу  
забезпечити підвищення питомого робочого об'єму  
шестеренних гідромашин призводить до неможли-  
вості знизити металоємність шестеренних гідро-  
машин.

Задачу, яку вирішує дана корисна модель, по-  
лягає в підвищенні питомого робочого об'єму ше-  
стеренних гідромашин і зниженні їх металоємності.

Поставлена задача вирішується за рахунок то-  
го, що в способі підвищення питомого робочого  
об'єму шестеренних гідромашин оброблені шесте-  
рні встановлюють із зменшеною міжцентровою  
відстанню, але зубчасте зачеплення при цьому  
попередньо розраховують із зменшеною міжцент-  
ровою відстанню. Зменшену ж міжцентрову від-  
стань визначають з умови:

$$d_0 \langle A_d \langle mz, \quad (1)$$

де  $A_d$  - зменшена міжцентрова відстань, мм; $d_0$  - діаметр основного кола; $m$  - модуль зубчастого зачеплення, мм; $z$  - кількість зубців шестерень.

Пояснити технічну сутність корисної моделі  
дуже просто навівши аналітичну залежність робо-  
чого об'єму шестеренних гідромашин від парамет-  
рів зачеплення:

(13) **U**(11) **29840**(19) **UA**

$$q = 0,5\pi b \left( D_e^2 - A_d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) \quad (2)$$

де  $D_e$  - зовнішній діаметр шестерень, мм;

$b$  - ширина шестерень, мм;

$A_d$  - між центрова відстань;

$t_0$  - основний крок зубчатого зачеплення, мм.

З наведеної залежності (2) бачимо, що зменшення міжцентрової відстані -  $A_d$  є необхідною умовою підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин. Але, якщо у відповідності з прототипом збільшення міжцентрової відстані практично неможливо, то навпаки, у відповідності з корисною моделлю, що пропонується, при попередньо розрахованому зубчастому зачепленні із зменшеною міжцентровою відстанню зменшення міжцентрової відстані є природною дією. А тому суттєве зменшення міжцентрової відстані є достатньою умовою підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин, а отже і металоємності шестеренних гідромашин.

При цьому, зменшену міжцентрову відстань визначають з умови (1). Зменшення міжцентрової відстані менш ніж діаметр основного кола -  $d_0$  - може привести до втрати зубчастим зачепленням працездатності, причиною якого може бути заклинювання зубчатого зачеплення. При умові коли  $A = mz$ , фактично зменшення міжцентрової відстані не відбудеться, внаслідок чого не буде досягнута мета корисної моделі.

Порівняльний аналіз технічного рішення, що пропонується з аналогом [3] підтверджує те, що дійсно, зменшення міжцентрової відстані у відповідності з прототипом [2] і аналогом [3] обмежені:  $0(A \leq 0,36\text{мм})$  [3]. Попередній же розрахунок зубчатого зачеплення свідомо дозволяє встановити шестерні із зменшеною міжцентровою відстанню. Вибір міжцентрової відстані з умови (1) забезпечує працездатність попередньо розрахованого зубчатого зачеплення. Наявність і порядок виконання зазначених дій і забезпечує досягнення поставленої мети.

Аналіз способу підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин за прототипом [2] показав, що зазначений спосіб пов'язаний з певними недоліками, які викладені вище.

Порівняння способу, що пропонується, з прототипом [2] і аналогом [3], показало, що попередній розрахунок зубчатого зачеплення із зменшеною міжцентровою відстанню, а також визначення цієї відстані з умови (1) дозволяє подолати зазначені недоліки і досягти поставленої мети.

На Фіг.1 наведений поперечний розріз шестеренного насоса із зменшеною міжцентровою відстанню.

На Фіг.2 зображена графічна залежність зміни коефіцієнту, який характеризує питомий робочий об'єм шестеренних гідромашин, від міжцентрової відстані.

В корпусі 1 шестеренного насоса розміщена камера низького тиску 2 і камера високого тиску 3, ведуча шестерня 4 і ведена шестерня 5 вставлені

в корпус 1 з міжцентровою відстанню -  $A_d$  і можливістю обертання навколо своєї вісі, зубці 6 шестерень утворюють міжзубові западини - 7 (див. Фіг.1).

Спосіб, що заявляється, здійснюється наступним чином. При обертанні ведучої шестерні 4 і кінематично зв'язаної з нею веденої шестерні 5, які обертаються у підшипниках в камері низького тиску 2 створюється розрідження. Робоча рідина, що надійшла в камеру низького тиску, захоплюється зубцями шестерень 6 і у міжзубових западинах 7 переноситься уздовж стінок корпусу 1 із камери низького тиску 2 в камеру високого тиску 3, звідки робоча рідина подається під тиском у магістраль високого тиску.

При нагнітанні робочої рідини шестеренним насосом відбуваються дві дії протилежного спрямування. З одного боку зубці шестерень 6 при своєму русі зменшують камеру високого тиску шестеренного насоса 3, що сприяє нагнітання робочої рідини. А з іншого боку зубці шестерень, що знаходяться у зачепленні збільшують камеру високого тиску 3, що зменшує швидкість нагнітання робочої рідини і є негативною стороною процесу нагнітання робочої рідини в шестеренному насосі. При цьому чим менша міжцентрова відстань, тим зазначений негативний вплив буде меншим (див. Фіг.1).

Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин, що пропонується був втілений на кіровоградському БАТ „Гідросила” в експериментальному насосі. В якості базового насоса при виготовленні був використаний шестеренний насос НШ - 20Га в якості бази порівняння - шестеренний насос НШ-32 УК, робочий об'єм якого в найбільшій мірі відповідав робочому об'єму експериментального насоса. Результати дослідження способу підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин наведені в таблиці.

Аналізуючи наведені в таблиці дані, приходимо до наступних висновків. Завдяки використанню запропонованого способу підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин вдалося збільшити коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень на 23%, Це дало можливість підвищити питомий робочий об'єм насоса на 23%, що дозволяє знизити металоємність шестеренного насоса на 48%. Тобто експериментальний шестеренний насос, виготовлений за способом, що пропонується маючи масу 3,4кг здатен забезпечити робочий об'єм, який відповідає робочому об'єму серійного насоса НШ-32 УК, який має масу 5,1кг, що на 48% більше ніж у експериментального насоса.

З Фіг.2 бачимо, що графічна залежність робочого об'єму від збільшення міжцентрової відстані шестеренного насоса носить спадаючий характер. При цьому швидкість спадання майже відповідає лінійній залежності. З Фіг.2 бачимо, що зменшити міжцентрову відстані при попередньому розрахунку зубчатого зачеплення можна на 15мм (див. таблицю і Фіг.2). При зменшенні міжцентрової відстані на 15мм коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень збільшується з 0,3 до 0,37, тобто на 23%.

Таким чином, з вищенаведеного бачимо, що спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин шляхом того, що зубчасте зачеплення попередньо розраховують із зменшеною міжцентровою відстанню, а зменшення між

центрової відстані визначають з умови (1), дозволяє суттєво підвищити питомий робочий об'єм шестеренних гідромашин і знизити його металоемність.

Таблиця

Порівнювальний аналіз характеристик експериментального шестеренного насоса по відношенню до серійних насосів

Найменування технічних параметрів зубчатого зачеплення шестерень і характеристик насоса	Значення технічних характеристик насоса		
	НШ-20-3Г	Експериментальний	НШ-32-3 УК
1 Модуль зачеплення, мм	3	4	5
2. Число зубців шестерень	10	8	8
3. Діаметр шестерень, мм	38,1	41,4	55
4. Діаметр цапф шестерень, мм	17	17	25
5. Міжцентрова відстань, мм	30,125	32	45
6. Ширина шестерень, мм	31	31	22
7. Коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення, $\varepsilon$	1,236	1,48	1,044
8. Робочий об'єм насоса	20	31,33	31,7
9 Габаритні розміри, мм	146x115x93	175x115x93	171x161x140
10. Маса насоса, кг	2,8	3,4	5,1
11. Коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень	0.31 (103,3%)	0.37 (123%)	0,30 (100%)
12. Питома подача з розрахунку на 1кг мас насоса, $\text{см}^3/\text{кг} \cdot \text{в} (\%)$	7,14 (115%)	9,21 (148%)	6,21 (100%)

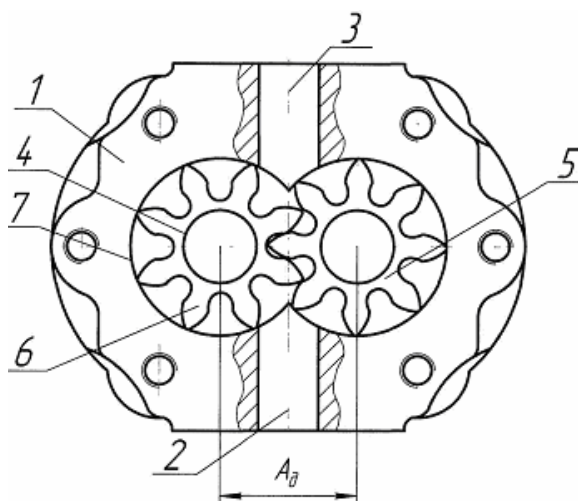
Джерела інформації:

1. Юдин М. Е. Шестеренные насосы М: Машиностроение - 1964г - 234с.

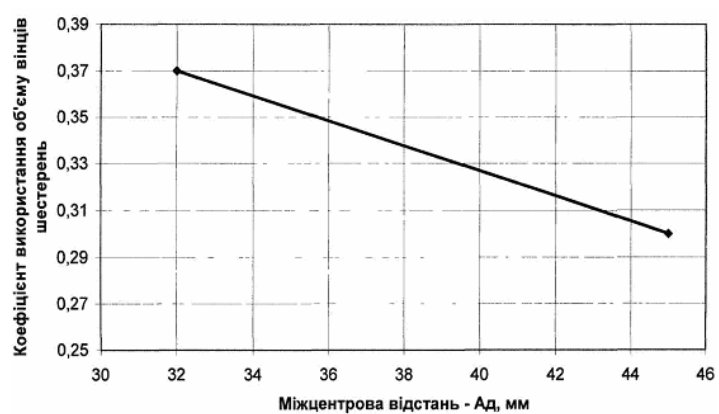
2. Авторське свідоцтво №530110 (СРСР) М.Кл.2 F 04 C 1/04 Способ восстановления работоспособности шестеренного насоса. / Кудрявцев

П. Р. ГОСНИТИ, БИ №30, 1976г.

3. Авторське свідоцтво №1779522 (СРСР) МКИ В 23 Р 6/00 Способ восстановления работоспособности шестеренного насоса. /Гуменюк С. Л., Маляр В. А., Авдеев В. А., БИ №45 1992г.



Фиг. 1



Фіг. 2