



УКРАЇНА

(19) UA (11) 40093 (13) U
(51) МПК (2009)
F04C 14/00МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ПИТОМОГО РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ ШЕШТЕРЕННИХ ГІДРОМАШИН

1

2

(21) u200812304

(22) 20.10.2008

(24) 25.03.2009

(46) 25.03.2009, Бюл.№ 6, 2009 р.

(72) КУЛЄШКОВ ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ, UA,
РУДЕНКО ТИМОФІЙ ВІКТОРОВИЧ, UA, ОСІН РУ-
СЛАН АНАТОЛІЙОВИЧ, UA, КРОПІВНА АЛЬОНА
ВОЛОДИМИРІВНА, UA, КУЛЄШКОВА КСЕНІЯ
ЮРІЇВНА, UA(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХ-
НІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, UA(57) Спосіб підвищення питомого робочого об'єму
шестеренних гідромашин, згідно з яким оброблені
шестерні встановлюють зі зменшеною міжцентро-вою відстанню, який відрізняється тим, що зуб-
часте зачеплення попередньо розраховують зі
зменшеною міжцентровою відстанню, яку визна-
чають з умови:

$$A_d = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha},$$

де A_d - зменшена міжцентрова відстань, мм; m - модуль зубчатого зачеплення, мм; z - кількість зубців шестерень; α_0 - кут вихідного профілю, град.; α - кут зачеплення, град., який визначають з умо-
ви:

$$0 < \alpha \leq \alpha_0.$$

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

Відомий спосіб підвищення питомого робочого
об'єму шестеренних гідромашин шляхом зміни
(підвищення) міжцентрової відстані [1]. До недолі-
ків 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 зубчатому зачепленні, розрахо-
ваному на певну міжцентрову відстань зменшити
міжцентрову відстань можливо на незначну вели-
чину - в межах спроектованого бокового зазору в
зубчатому зачепленні. Це зменшення, звичайно, не
перевищує 0,5 мм. 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
неможливості знизити металоємність шестеренних
гідромашин.

Задачу, яку вирішує корисна модель, полягає
в підвищенні питомого робочого об'єму шесте-
ренних 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, при цьому зубчасте зачеплення попе-
редньо розраховують із зменшеною міжцентровою
відстанню, яку визначають з умови:

$$A_d = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha}, (1)$$

де A_d - зменшена міжцентрова відстань, мм; m - модуль зубчатого зачеплення, мм; z - кількість зубців шестерень; α_0 - кут вихідного профілю, град.; α - кут зачеплення, град., який визначають з
умови:

$$0 < \alpha \leq \alpha_0 (2)$$

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

(13) U

(11) 40093

(19) UA

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

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 (3) 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 винаходом, 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 умов, (1) і (2).

Зменшення міжцентрової відстані, якій відповідає кут зачеплення α , менш ніж $\alpha = 0$ - відповідає граничному значенню області існування працездатного зубчастого зачеплення. Основною причиною втрати зубчастим зачепленням працездатності може бути заклинювання зубчатого зачеплення.

При умові коли $\alpha = \alpha_0$, зменшення міжцентрової відстані фактично не відбудеться, а отже не буде досягнута, як умова, так і мета винаходу: збільшення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин і зниження їх металоємності.

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: $0 < A \leq 0,36$ мм [3]. Попередній же розрахунок зубчатого зачеплення свідомо дозволяє встановити шестерні із зменшеною міжцентровою відстанню. Вибір міжцентрової відстані з умов (1), (2) забезпечує працездатність попередньо розрахованого зубчатого зачеплення. Наявність і порядок виконання зазначених дій і забезпечує досягнення поставленої мети.

Сукупність наведених відмінних ознак, за нашими даними, на дату подачі заявки невідома, що свідчить про новизну способу.

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, а тому ці відмінні ознаки безперечно слід признати суттєвими.

Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин, що пропонується, може бути реалізований завдяки пристрою, наприклад, шестеренному насосу.

На Фіг. 1 наведений поперечний розріз шестеренного насоса із зменшеною міжцентровою відстанню, яка визначається з умов (1) і (2).

На Фіг. 2 зображена графічна залежність зміни коефіцієнту використання вінців шестерень від кута зачеплення, який характеризує питомий робочий об'єм шестеренних гідромашин.

Пристрій, завдяки якому здійснюється спосіб, складається з корпусу 1, в якому розміщена камера низького тиску 2 і камера високого тиску 3, ведучої шестерні 4 і веденої шестерні 5, які вставлені в корпус 1 з міжцентровою відстанню - A_d і можливістю обертання навколо своєї осі, зубці 6 шестерень утворюють міжзубові западини - 7 (див. Фіг. 1).

Спосіб, що пропонується 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 ВАТ „Гідросила” в експериментальному насосі. В якості базового насоса при виготовленні був використаний шестеренний насос НШ – 20 Га 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 3,4 кг здатен забезпечити робочий об'єм, який відповідає робочому об'єму серійного насоса НШ-32 УК, який має масу

5,1 кг, що на 48 % більше ніж у експериментального насоса.

З Фіг. 2 бачимо, що графічна залежність коефіцієнту використання вінців шестерень від кута зачеплення носить спадаючий характер, тобто залежність (1) коефіцієнту використання вінців шестерень обернено пропорційна куту зачеплення - α .

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

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	40,6	55
4. Діаметр цапф шестерень, мм	17	17	25
5. Міжцентрова відстань, мм	30,125	31,5	45
6. Кут зачеплення, град	27,40°	17,33°	33,35°
6. Ширина шестерень, мм	31	31	22
7. Коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення, ϵ	1,236	1,51	1,044
8. Робочий об'єм насоса	20	29,67	31,7
9. Габаритні розміри, мм × мм × мм	146 × 115 × 93	150 × 115 × 93	171 × 161 × 140
10. Маса насоса, кг	2,8	3,4	5,1
11. Коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень	0.31 (103,3%)	0.372 (123%)	0,30 (100%)
12. Питома подача з розрахунку на 1 кг мас насоса, $\text{см}^3/\text{кг}$ і в (%)	7,14 (115%)	9,21(148%)	6,21 (100%)

Список основних джерел врахованих при упорядкуванні заявки.

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

2. Авторське свідоцтво № 530110 (СРСР) М.Кл.2 F 04 C 1/04 Спосіб восстановления работоспособности шестеренного насоса.// Гуменюк С.Л.,

тоспособности шестеренного насоса.// Кудрявцев П.Р. ГОСНИТИ, БИ № 30, 1976 г.

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

