



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 53960

(13) A

(51) 7 B23P6/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ
НА ВІНАХІДВидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) СПОСІБ РЕМОНТУ ШЕСТЕРЕННИХ ГІДРОМАШИН ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

1

2

(21) 2002032496

(22) 29 03 2002

(24) 17 02 2003

(46) 17 02 2003, Бюл. № 2, 2003 р.

(72) Кулешков Юрій Володимирович, Черновол Михайло Іванович, Магопець Сергій Олександрович, Матвієнко Олександр Олександрович, Саловський Вталій Семенович, Руденко Тимофій Вікторович

(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(57) 1 Спосіб ремонту шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення, що полягає в тому, що видаляють зношену частину шестірні і компенсують випучену частину установкою механічно оброблених до установки на вал накладок, який відрізняється тим, що при установці накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень

2 Спосіб за п. 1, який відрізняється тим, що накладки, діаметр яких відповідає діаметру вінця шестерень, установлюють їх по одній на кожну шестірню з протилежних торців шестерень таким чином, що торці шестерень, протилежні тим, на

яких установлюють накладки, ущільнюються внутрішньою стороною встановлених накладок
3 Спосіб за пп 1, 2, який відрізняється тим, що діаметр накладок визначають з умови

$$d_{\text{нак}} = 2 \cdot A_d - d_{\text{ц}} - 2 \cdot (\delta_{\text{кв}} + \delta_{\text{цв}} - \delta_{\text{мт}}) \cdot \sin \alpha$$

де

 $d_{\text{нак}}$ - діаметр накладок, мм, A_d - дійсна міжцентрова відстань, мм, $d_{\text{ц}}$ - діаметр цапф шестерень, мм, $\delta_{\text{кв}}$ - зазор у sprzęженні корпус - втулки, мм, $\delta_{\text{цв}}$ - зазор у sprzęженні цапфа - втулки, мм, $\delta_{\text{мт}}$ - товщина масляної плівки в підшипнику ковзання, мм, α - кут під яким діє рівнодіюча гідравлічних сил у шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення до вертикальної осі, град

4 Спосіб за п. 1, який відрізняється тим, що накладки, установлюють по обидва боки шестерень, що знаходяться в зачепленні, а їхній діаметр визначають з умови

$$d_{\text{нач}} = d_{\text{нач}} - (\delta_{\text{кв}} + \delta_{\text{цв}} - \delta_{\text{мт}}) \cdot \sin \alpha$$

де

 $d_{\text{нач}}$ - діаметр початкового кола, мм

Вінахід відноситься до технології ремонтного виробництва, зокрема, до способів ремонту шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення і може бути з успіхом використаний при виробництві нових шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення (ШГМЗЗ)

Відомий спосіб ремонту ШГМЗЗ шляхом шліфування торців шестерень до виведення слідів зносу, при цьому биття торців шестерень відносно цапф повинно не перебільшувати 0,01 мм із наступною компенсацією торцевого зносу за рахунок збільшення товщини елементів, що ущільнюють торцеві sprzęження. Це досягається за рахунок виготовлення нових збільшеної висоти втулок, що самопіджимаються, або збільшеної товщини платів [1,2]

До недоліків відомого способу варто віднести

зниження об'ємної подачі ШГМЗЗ завдяки зменшенню ширини шестерень, недостатньо високий коефіцієнт об'ємної подачі насоса, а також відсутність передумов для подальшого підвищення тиску ШГМЗЗ

Найбільш близьким до запропонованого винаходу є спосіб ремонту ШГМЗЗ, що полягає в тому, що видаляють зношену частину шестерень, і компенсують випучену частину установкою механічно оброблених накладок, при цьому накладки механічно обробляють до установки їх на вал, а встановлюють їх на валу з можливістю обертання, причому накладки шестерень, що знаходяться в зачепленні, установлюють із протилежних торців [3]

До недоліків відомого способу варто віднести зниження коефіцієнта об'ємної подачі насоса і тис-

(13) A

(11) 53960

(19) UA

ку що розвиває ШГМЗЗ. Це можна пояснити наступним. Відомо, що від 60% до 80% внутрішніх втрат робочої рідини в ШГМЗЗ відбувається через торцеві зазори в залежності від типу ШГМЗЗ. При постановці на вал накладок з можливістю обертання, поглиблення ущільнення торцевого зазору не відбувається. Більш того, замість одного зазору в торцевому спряженні утворюється два елементи, що ущільнює - накладка і накладка - шестерня. Ці зміни, як показують експериментальні дослідження функціональних характеристик насоса, знижують його коефіцієнт об'ємної подачі. Крім того, збільшення сумарного зазору в торцевому спряженні веде до зниження тиску, що здатна розвивати ШГМЗЗ у режимі насоса через збільшення об'єму втрат робочої рідини через торцеві спряження.

Задачу, що вирішує запропонований винахід, є підвищення коефіцієнта об'ємної подачі і тиску, який розвиває відремонтована ШГМЗЗ. Це досягається за рахунок збільшення гідроопору в торцевому спряженні насоса.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в способі ремонту шестеренних машин зовнішнього зачеплення, який полягає в тому, що видаляють зношену частину шестерні і компенсують вилучену частину установкою механічно оброблених до установки на вал накладок, при цьому, при установці накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень.

Розвиток поставленої задачі досягається за рахунок того, що при цьому накладки, діаметр яких відповідає діаметру вінця шестерень установлюють по одній на кожну шестерню з протилежних торців шестерень таким чином, що торці шестерень, протилежні тим, на яких установлюють накладки ущільнюються внутрішньою стороною встановлених накладок.

Подальше підвищення коефіцієнта об'ємної подачі насоса досягається за рахунок того, що діаметр накладок визначають з умови

$$d_{\text{нак}} = 2 A_d \cdot d_{\text{ц}} - 2 (\delta_{\text{кв}} + \delta_{\text{цв}} - \delta_{\text{мп}}) \sin \alpha \quad (1)$$

де $d_{\text{нак}}$ - діаметр накладок, мм,

A_d - дійсна міжцентрова відстань, мм,

$d_{\text{ц}}$ - діаметр цапф шестерень, мм,

$\delta_{\text{кв}}$ - зазор у спряженні корпус - втулки, мм,

$\delta_{\text{цв}}$ - зазор у спряженні цапфа - втулки, мм,

$\delta_{\text{мп}}$ - товщина масляної плівки в підшипнику ковзання, мм,

α - кут під яким діє рівнодіюча гидравлічних сил у ШГМЗЗ до вертикальної осі, град.

І, нарешті, подальше підвищення коефіцієнта об'ємної подачі насоса досягається за рахунок того, що в способі по п. 1, накладки, встановлюють по обидва боки шестерень, що знаходяться в зачепленні, а їхній діаметр визначають з умови

$$d_{\text{нак}} = d_{\text{нач}} - (\delta_{\text{кв}} + \delta_{\text{цв}} - \delta_{\text{мп}}) \cdot \sin \alpha \quad (2)$$

$d_{\text{нач}}$ - діаметр початкового кола, мм

Вищевикладений позитивний ефект, що полягає в підвищенні коефіцієнта об'ємної подачі і тиску, що розвиває ШГМЗЗ досягається завдяки збільшенню гідроопору втратам робочої рідини в торцевому спряженні торець шестерні - торець втулки.

Відомо, що торцеві втрати робочої рідини спрямовані від периферії шестерень до її цапф по

радіусу і далі попадають у зазор спряження цапфа - втулки [4].

При русі робочої рідини по радіусу, починаючи від вершини зуба і далі уздовж його осі до зазору в спряженні цапфа - втулка, питання з торцевими втратами обстоїть цілком задовільно, оскільки довжина шляху, який необхідно перебороти робочій рідині на шляху від камери нагнітання до камери усмоктування, при мінімальних значеннях торцевого зазору досить значна і складає, наприклад для насосів типу НШ - У, близько 15 мм.

Інша справа, коли втрати рухаються в тому ж напрямку по радіусу, але починають свій рух від кола западин до зазору в спряженні цапфа - втулка. У цьому випадку робочій рідині досить перебороти вузьку перемичку між діаметром западин шестерень. У звичайному насосі перемичка між западиною шестерень і цапфою мінімальна і лежить у межах від 4,25 до 6,0 мм для різних типів насосів. При цьому, як стверджують багато авторів [4, 5, 6] і неодноразово було підтверджено експериментальними дослідженнями авторів винаходу, саме ширина цієї перемички є визначальним параметром у гідроопорі втратам робочої рідини через торцеве спряження.

Збільшення гідроопору в спряженні торець шестерні - торець втулки досягається за рахунок збільшення довжини шляху, по якому рухаються втрати робочої рідини через торцеве спряження. Це і реалізується установкою накладок на вал, при цьому, при установці накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень і тим самим виключають можливість втрат робочої рідини через спряження накладки - торець шестерні, що має місце в прототипі. При цьому в спряженні накладки - елемент, що ущільнює, робоча рідина, що перетікає у вигляді втрат з камери нагнітання в камеру всмоктування змушена рухатися по шляху значно більшої довжини чим у ШГМЗЗ, відремонтованої відповідно до прототипу. Тим самим і здійснюється підвищення гідроопору на шляху втрат через торцеве спряження.

Таким чином, операція фіксування накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал і операція усунення зазору між накладками і торцями шестерень і забезпечує збільшення гідроопору втратам робочої рідини в торцевому зазорі.

Крім того, що підвищення гідроопору на шляху торцевих втрат веде до підвищення коефіцієнта об'ємної подачі, це дає також можливість підвищити тиск, що розвиває ШГМЗЗ. Це можна пояснити тим, що відповідно до запропонованого винаходу, підвищують гідроопір на шляху втрат робочої рідини через торцеве спряження, на яке приходиться 60-80% внутрішніх втрат ШГМЗЗ. Це є необхідною і при інших рівних достатньою умовою для підвищення коефіцієнта об'ємної подачі і для підвищення тиску, який розвиває ШГМЗЗ.

Одним із способів реалізації поставленої задачі є те, що при установці накладок на вал крім того, що їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень, розмір накладок відповідає діаметру вінця шестерень і встановлюють їх по одній на кожну шестерню з протилежних торців шестерень таким чином, що торці шестерень, про-

тилежні тим, на яких установлюють накладки, ущільнюються внутрішньою стороною встановлених накладок. Це дає можливість з чотирьох торцевих зазорів повністю ущільнити два з них - по одному на відомій і ведучій шестернях, причому з протилежних сторін, а також частково торці шестерень протилежні тим, на яких установлюють накладки.

Рівність діаметра накладок діаметру шестерень дозволяє ущільнити весь торець шестерні, на якому встановлена накладка і частину шестерні, що спрягається з нею, в області спряження по дузі ривній дузі накладок від верхніх зубів цієї шестерні до її западин внутрішньою стороною накладки.

Установка по одній накладці з кожної сторони і дозволяє реалізувати запропонований спосіб ремонту, при якому використовують накладки з діаметром рівним діаметру шестерень. При цьому ширина накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця по будь-якому довірному радіусі дозволяє різко збільшити гідроопір на шляху втрат через торцеве спряження за рахунок збільшення шляху, що має бути переборений потоком втраченої рідини на своєму шляху від камери високого тиску до камери всмоктування.

А це дає можливість збільшити, як коефіцієнт об'ємної подачі, так і тиск, що розвиває ШГМЗЗ.

Розвитком поставленої задачі є те, що діаметр установлюваних накладок, визначають з умови (1). Це дає можливість крім того, що ущільнити торці шестерень, на яких установлені накладки, ще збільшити площі ущільнювання двох протилежних торців, відповідно ведучої і веденої шестерень внутрішньою стороною накладок, а також ще збільшити гідроопір на шляху потоку втрат рідини через торцеве спряження. При цьому доданок $(\delta_{кв} + \delta_{цв} - \delta_{мп}) \sin \alpha$ у залежності (1) і забезпечує реалізацію способу ремонту ШГМЗЗ, при діаметрі накладок обумовлених умовою (1), оскільки забезпечує необхідний зазор між установленими накладками і цапфами іншої шестерні.

Подальше збільшення гідроопору втрачати через торцеве спряження досягається тим, що, накладки установлюють по обидва боки шестерень, що знаходяться в зачепленні, а їхній діаметр визначають з умови (2). При діаметрі накладок рівних початковому колу вдається ущільнити всі чотири торці шестерень по всій площі. При цьому доданок $(\delta_{кв} + \delta_{цв} - \delta_{мп}) \sin \alpha$ у залежності (2) і забезпечує реалізацію способу ремонту ШГМЗЗ, при діаметрі накладок обумовлених умовою (2), оскільки забезпечує необхідний зазор у спряженні встановлених накладок між собою по діаметру. Ремонт ШГМЗЗ по цьому способу забезпечує ущільнення торцевого зазору шестерень по всій площі з обох сторін.

Як бачимо, усі запропоновані заходи спрямовані на підвищення гідроопору втрачати робочої рідини через торцеве спряження, а це дає можливість збільшити, як коефіцієнт об'ємної подачі, так і тиск, що розвиває ШГМЗЗ.

З вищевикладеного випливає, що сукупність наведених відмінних ознак дозволяє підвищити коефіцієнт об'ємної подачі і тиск, що розвиває ШГМЗЗ.

Таким чином, нами показано причинно-наслідковий взаємозв'язок між відмінними ознака-

ми винаходу, які полягають в тому, що при установці накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень, а також порядком встановлення накладок, у виборі діаметра накладок рівного діаметру шестерень, а також обумовлених умовою (1) і (2) і тим позитивним ефектом, що при цьому досягається, а саме підвищенні коефіцієнта об'ємної подачі і підвищенні тиску, що розвиває ШГМЗЗ.

Аналіз всіх інших способів, що мають місце в цій області й описані в джерелах [4, 5 і 6] і спрямовані на зменшення втрат через торцеве спряження показали, що відомо в основному два напрямки в рішенні цієї задачі.

Перший напрямок у рішенні цієї задачі пов'язаний зі зменшенням торцевого зазору шляхом підвищення точності виготовлення елементів насоса, зокрема, підвищення точності виготовлення торців шестерень і елементів, що їх ущільнюють. Подальше підвищення точності виготовлення пов'язано зі значними витратами на придбання нового високоточного обладнання і на підвищення загальної культури виробництва.

Другим відомим напрямком рішення цієї задачі є автопідтискання елементів, що ущільнюють торці шестерень шляхом спеціального заведення високого тиску робочої рідини. А оскільки в процесі роботи ШГМЗЗ, через значні динамічні навантаження постійно відбуваються перекося вузла, що качає, то існуючі способи ущільнення задовольняють запропонованим вимогам не повною мірою.

Використання ж запропонованого способу дозволяє вирішити це питання, оскільки при установці накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень. Тим самим переводимо процес ущільнення з надсистеми стосовно вузла, що качає, у систему вузол, що качає. Це дає можливість уникнути тих недоліків, які присутні відомим схемам ущільнення торцевого зазору [4, 5 і 6], що відзначені вище. Іншими словами запропонованим винаходом робимо ремонт ШГМЗЗ шляхом часткового згортання технічної системи торцевого ущільнення, а саме торець шестерні - торець елемента, що ущільнює, що і сприяє появи нової системної якості. Це відбувається за рахунок передачі частини функції ущільнення торцевого зазору більш складній деталі - шестерні з накладками, спосіб одержання яких і пропонується дійсним винаходом.

Порівняння ж відмінних ознак запропонованого винаходу з прототипом дозволяє зробити наступні висновки. У прототипі накладки мають переривчасту зубчасту форму (накладки шестерень знаходяться в зачепленні) і установлюються на вал з можливістю обертання, що є непрямим підтвердженням наявності зазору, як між накладкою і торцем шестерні, так і між накладкою і торцем елемента, що ущільнює - втулкою. Всі ці якості в сукупності не можуть навіть частково сприяти ущільненню торцевого зазору. Більш того, утворення замість одного двох зазорів у торцевому спряженні сприяє підвищенню втрат робочої рідини через торцеве спряження.

Установлення ж накладок у вигляді суцільного

кільця на вал, їхня фіксація й усунення зазору між накладками і торцями шестерень забезпечує створення умов для реалізації поставлених задач

Таким чином, з вищевикладеного бачимо, що порівняння запропонованого технічного рішення з відомими, котрі мають місце в цій області [3, 4, 5, 6], а також встановлення причинно-наслідкових зв'язків між відмінними ознаками і тим позитивними ефектами, що при цьому досягаються при рішенні поставлених задач свідчить про їхню суттєвість

Крім того, сукупність наведених відмінних ознак, за нашими відомостями, на дату подачі заявки невідома, що свідчить про новизну способу

На фіг 1 представлено поздовжній переріз шестеренного насоса конструктивної схеми НШ-У

На фіг 2 представлено поздовжній переріз шестеренного насоса конструктивної схеми НШ-Г

На фіг 3 представлена схема втрат робочої рідини через торцеве спряження ШГМЗЗ

На фіг 4 представлені шестерні, що знаходяться в зачепленні з установленими на них накладками

На фіг 5 представлено поздовжній переріз шестеренного насоса конструктивної схеми НШ-У, відремонтований шляхом встановлення накладок, діаметр яких дорівнює діаметру шестерень

На фіг 6 представлено поздовжній переріз шестеренного насоса конструктивної схеми НШ-Г, відремонтований шляхом встановлення накладок, діаметр яких визначається залежністю (1)

На фіг 7 представлено поздовжній переріз шестеренного насоса конструктивної схеми НШ-У, відремонтований шляхом встановлення накладок, діаметр яких визначається залежністю (2)

ШГМЗЗ, що надходить у ремонт складається з корпусу 1, ведучої 2 і веденої 3 шестерень, що своїми цапфами 4 спираються на підшипники - втулки 5 (див фіг 1, 2, 5, 6, 7) Втулки 5 крім ролі підшипників виконують роль елементів, що ущільнюють торцеві спряження 6, 7, 8 і 9 Корпус шестеренного насоса 1 закривається кришкою 10 Аналогічна схема насоса схеми НШ-Г представлена і на фіг 2, 6 і 7 Відмінність шестеренного насоса схеми НШ-Г полягає в тому, що він має дві кришки верхню 10 і нижню 11

ШГМЗЗ, що надходить у ремонт, має нерівномірно зношені торці 6 і 7 ведучої шестерні 2 і торці 8 і 9 веденої шестерні 3, а також торці елементів, що ущільнюють - втулок 5 (фіг 1, 2) Знос торців, як шестерень, так і втулок має тенденцію до збільшення від центра до периферії, що пояснюється різною швидкістю зношування, яка пропорційно радіусу Такий характер зносу призводить до того, що різко зростають втрати робочої рідини через торцеві зазори, що у свою чергу веде до падіння коефіцієнту об'ємної подачі і тиску, що розвиває ШГМЗЗ у режимі насоса

Сутність запропонованого способу ремонту ШГМЗЗ полягає в тому, що видаляють зношену частину торців 6 і 7 ведучої 2 та 8 і 9 веденої 3 шестерень до виведення слідів зносу, проточують зношені торці елементів, що ущільнюють - втулок 5 і компенсують вилучену частину торців 6, 7, 8 і 9 шестерень 2 і 3 і торців елементів, що ущільнюють - втулок 5 установкою накладок 12 і 13, виконаних

у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень (див фіг 4, 5, 6, 7)

Це дає можливість відремонтувати торцеве спряження шляхом істотного зниження об'єму втрат робочої рідини через торцеві зазори, що і є необхідною і достатньою умовою для підвищення коефіцієнту об'ємної подачі і тиску, що розвиває ШГМЗЗ у режимі насоса

На фіг 3 представлена схема втрат робочої рідини через торцевий зазор у насосі відповідно до ТМ Башти [6], що підтверджує нашу гіпотезу про характер і напрямок втрат робочої рідини через торцеві зазори 3 фіг 3 бачимо, що втрати робочої рідини спрямовані, головним чином по радіусу від периферії шестерень 2 і 3 до їх цапф 4 і далі по підшипнику ковзання 5 у камеру всмоктування

На фіг 4 представлена ведуча 2 і ведена 3 шестерні, що знаходяться в зачепленні з установленими на них накладками 12 і 13 виконаними у вигляді суцільного кільця на вал, після чого їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень, при цьому діаметр накладок відповідає діаметру вінця шестерень і встановлюють їх по одній на кожну шестерню з протилежних торців шестерень таким чином, що торці шестерень, протилежні тим, на яких установлюють накладки ущільнюються внутрішньою стороною встановлених накладок

На фіг 5, 6 і 7 представлені можливі схеми реалізації способу ремонту ШГМЗЗ із використанням накладок

На фіг 5 представлена схема способу ремонту ШГМЗЗ шляхом установки накладок 12 і 13, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, з наступною їхньою фіксацією й усунення зазору між накладками і торцями шестерень, при цьому діаметр накладок відповідає діаметру вінця шестерень і встановлюють їх по одній на кожну шестерню з протилежних торців шестерень таким чином, що торці шестерень, протилежні тим, на яких установлюють накладки ущільнюються внутрішньою стороною встановлених накладок

Це дає можливість відремонтувати торцеві спряження ШГМЗЗ шляхом повного ущільнення двох протилежних торців шестерень і частково внутрішньою частиною накладок торців 6 і 8 протилежних тим, на яких установлені накладки 12 і 13 Така установка накладок дозволяє збільшити підвільчний опір на шляху втрат робочої рідини по торцевому зазорі за рахунок збільшення довжини шляху Для насосів конструктивної схеми НШ-У це збільшення більш ніж триразове Дійсно цей шлях збільшується від 4, 25мм до 15мм по будь - якому довільно обраному радіусу Це забезпечується тим, що на відміну від прототипу накладки виконані у вигляді суцільного кільця і після установки накладок на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень, наприклад стиковим зварюванням, пайкою, полімерними матеріалами і таке інше

На фіг 6 представлена схема способу ремонту ШГМЗЗ, що полягає в тому, що при установці накладок, виконаних у вигляді суцільного кільця на вал, їх фіксують і усувають зазор між накладками і торцями шестерень при цьому установлюють їх по

одній на кожну шестерню з протилежних торців шестерень 6 і 8 таким чином, що торці шестерень, протилежні тим, на яких встановлюють накладки 7 і 9 ущільнюються внутрішньою стороною встановлених накладок 12 і 13, а діаметр накладок визначають з умови (1) Це дає можливість збільшити зону ущільнення до 19мм

Але як бачимо з фіг 6 діаметр накладок перевершує діаметр шестерні і колодязя корпусу і тому ця схема може бути реалізована тільки для насосів з двома роз'ємами, тобто в конструктивній схемі насосів з двома кришками, конструктивної схеми НШ-Г, НШ-Д та ін У цьому випадку кришку насоса розточують у площині рознімання до діаметру накладок, що і вирішує задачу Крім цього спосіб ремонту буде життєздатний у випадку, якщо діаметр накладок визначається умовою (1) Так розрахунок по залежності (1) для насосів типу НШ-32У дає наступний результат

$$D_{\text{нак}} = 2 \cdot 45 - 0,5 \cdot 26 - 2 \cdot (0,12 + 0,11 - 0,10) \cdot \sin 30^\circ = 63,070 \text{ мм}$$

Остання схема реалізації способу ремонту ШГМ33, представлена на фіг 7, відповідно до якої ущільнюються всі чотири торці шестерень 6, 7, 8 і

9, а діаметр накладок 12, 13, 14 і 15 визначають з умови (2)

$$d_{\text{нак}} = 22,5 \cdot (0,12 + 0,11 - 0,10) \cdot \sin 30^\circ = 22,435 \text{ мм}$$

Ця умова забезпечує збирання вузла, що качає, у насосі, в якому торцеве спряження ущільнюється встановленням накладок

Приклад конкретного виконання способу ремонту ШГМ33

Ремонтували шестеренний насос НШ-32У, що надійшов у ремонт на ВАТ «Кіровоградський ремонтно-механічний завод ім В К Таратуты»

Після мийки і розбирання зношені деталі насосів надходять на дефектацію, де і визначається ступінь зношеності кожної деталі і, зокрема, шестерень і ущільнювальних елементів - втулок

Зношені деталі надходять на відновлення Шестерні насосів, як правило, ремонтують методом перешліфовки під найближчий зменшений ремонтний розмір до виведення слідів зносу вінця шестерень по торцях і по діаметру, а цапф по діаметру відповідно до розмірів, що наведені в таблиці 1

Таблиця 1

Ремонтні розміри шестерень насоса НШ-32У

Категорія ремонтного розміру	Зовнішній діаметр шестерень, мм	Діаметр цапф шестерень, мм	Довжина вінця шестерень, мм
Новий	$55_{-0,095}^{-0,145}$	$26_{-0,095}^{-0,080}$	$22,04_{0,04}$
P1	$54,8_{0,02}$	$25,9_{-0,095}^{-0,080}$	$21,8_{0,04}$
P2	$54,7_{0,02}$	$25,8_{-0,095}^{-0,080}$	$21,7_{0,04}$
P3	$54,6_{0,02}$	$25,7_{-0,095}^{-0,080}$	$21,5_{0,04}$

Шестерні при ремонті насоса шліфували під другий ремонтний розмір, див табл 1

Після цього були виготовлені накладки з внутрішнім діаметром

$25,8_{-0,32}^{-0,30}$ і зовнішнім діаметром, обумовленим умовою (2) і який складає 22,435мм Іншими словами була зроблена попередня обробка накладок 12, 13, 14 і 15 по торцях і по внутрішньому і зовнішньому діаметру таким чином, щоб забезпечити її збирання з цапфами шестерні 4 з натягом Установку накладок на цапфи 4 шестерень 2 і 3 робили з натягом При цьому зазор між накладками 12, 13, 14 і 15 і торцями шестерень 6, 7, 8 і 9 усували за допомогою епоксидних композицій Після установки накладок на шестерні їх витримують у печі при температурі 120° на протязі 2-х годин для полімеризації епоксидних композицій Далі шестерні шліфували по торцях для досягнення певної ширини шестерень, що спряжені Розбіжність між шириною шестерень не повинна перебільшувати 0,005мм Після цього відновлені шестерні надходять на складання Складання насосів проводиться в звичайному порядку

Після складання відремонтовані насоси надходять на обкатування і випробування, які проводять на спеціальних стендах КИ - 4815М

Після обкатування насосів проводили випробування відремонтованих насосів При цьому визначали основні технічні параметри насоса

- об'єм робочої камери,
- об'ємну подачу насоса,
- коефіцієнт об'ємної подачі,
- тиск, що розвивається насосом

Крім того, були проведені спеціальні випробування відремонтованих насосів на максимальний тиск, що вони зможуть розвинути за наступною методикою Спочатку випробували насос на максимальний тиск за паспортними даними Для насосів третього виконання цей тиск становить 21МПа, при цьому тиску насос працює 60 с Потім тиск знижують до номінального - 16МПа і при цьому тиску насос працює протягом 60 с Після чого тиск знову підвищують, але цього разу вже до величини на 2МПа вище попереднього максимального значення тиску і випробовують насос при цьому тиску на протязі 60 с Випробування продовжують або до граничного тиску, що може розвинути насос, або ж до заклинювання насоса Паралельно випробували серійний шестеренний насос НШ-32-3 (конструктивної схеми НШ-У) Результати порівняльних іспитів представлені в таблиці 2

Результати порівняльних стендових випробовувань насоса відремontованого за способом, що пропонується з серійним насосом

Технічні параметри насосів, що випробовуються	Результати випробовування насосів	
	Серійного	Відремontованого за способом, що пропонується
Діаметр шестерень, мм	55	54,7
Ширина шестерень, мм	22	21,7
Об'єм робочої камери, см ³	32	31,2
Коефіцієнт об'ємної подачі, %	92	98
Об'ємна подача при n = 1500об/хв, л/хв	44,2	45,86
Максимальний тиск, що розвиває насос, МПа	25,0	30,0

Аналізуючи результати порівняльних стендових випробовувань насосів, відремontованого за запропонованим способом із серійним насосом приходимо до наступних висновків

Як бачимо з табл. 2 шестеренний насос, відремontований за запропонованим способом забезпечує можливість

- збільшити тиск до 30МПа або в 1,43 рази вище максимального значення того тиску, що спроможний розвивати насос за паспортними даними,

- збільшити коефіцієнт об'ємної подачі з 92% у серійному до 98% у насосі, відремontованого за запропонованим способом,

Крім того, як бачимо з таблиці 2 перешліфівка шестерень під зменшений ремонтний розмір знижує об'єм робочої камери з 32см до 31,2см, однак завдяки збільшенню його коефіцієнта об'ємної подачі до 98%, об'ємна подача відремontованого за запропонованим способом насоса зростає в 1,04 рази

Таким чином, бачимо, що спосіб ремонту ІПГМЗЗ за запропонованим способом забезпечує рішення всіх поставлених перед ним задач

Спосіб ремонту ШГМЗЗ може бути успішно застосований на ремонтних підприємствах, що займаються централізованим ремонтом ШГМЗЗ Спосіб відрізняється значним поліпшенням якості

ремонту, зокрема підвищенням коефіцієнта об'ємної подачі і тиском, який спроможна розвинути відремontована ШГМЗЗ

Список основних джерел прийнятих до уваги при складанні заявки

1 Ремонт машин, под ред. И.Е. Ульмана, изд. 2-е перераб. и доп., М. Колос С 1976-448 (с 243)

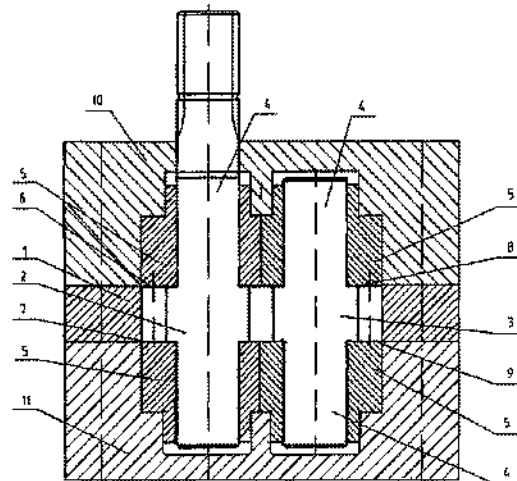
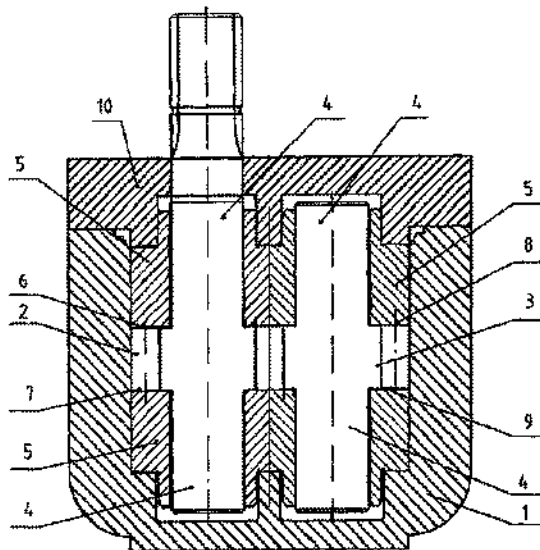
2 Техническое обслуживание и ремонт машин/ П.В. Лауш, Н.В. Власенко, И.П. Столяров, В.Я. Чабанный и др. Под ред. П.В. Лауша - К. Вища школа, 1989 - с 351 (с 272)

3 А.С. №941677 МКл³ F 04 C 15/00 С.А. Лигай, В.Ю. Крылов, Ю.М. Ковальчук, В.С. Шевчук, М.И. Хрисанов, Ю.А. Васильев и В.П. Сидоренко Способ восстановления шестерен гидронасосов шестеренчатого типа Киевский автомобильно-дорожный институт Опубликовано БИ №25 Дата опубликования описания 17 07 82

4 Е.А. Рыбкин, А.А. Усов Шестеренные насосы для металлорежущих станков Машгиз, С 1960-187

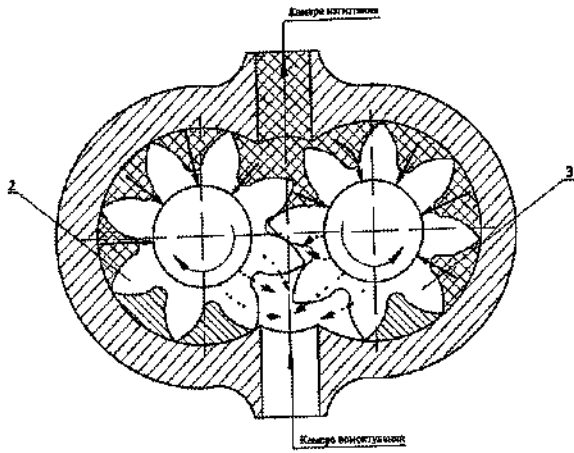
5 Е.М. Юдин Шестеренные насосы М, "Машиностроение", С 1964 - 238

6 Т.М. Башта Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств Издание 3-е перераб. и доп. Оборонгиз М С 1961 - 462



13

Φιγ.1

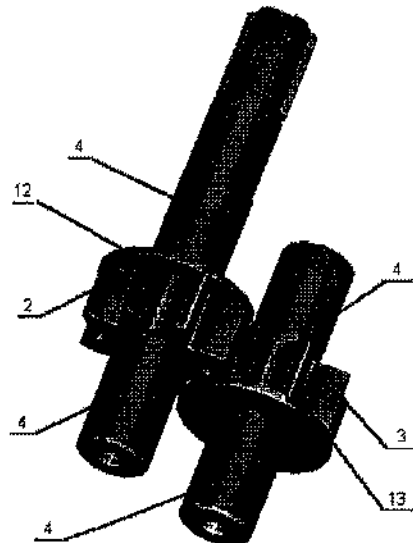


Φιγ.3

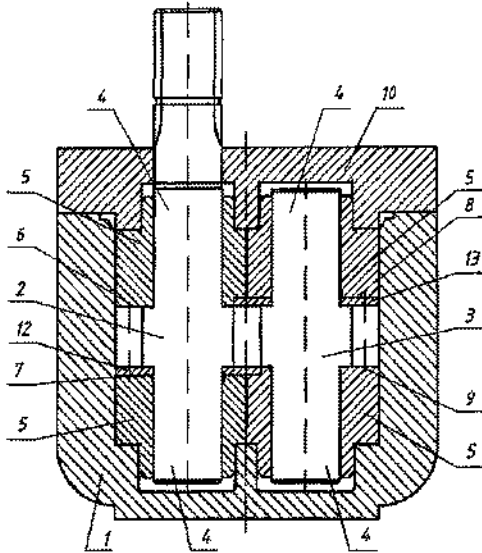
53960

14

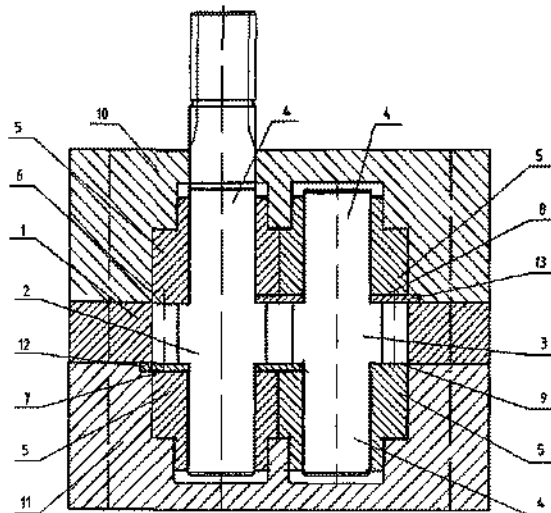
Φιγ.2



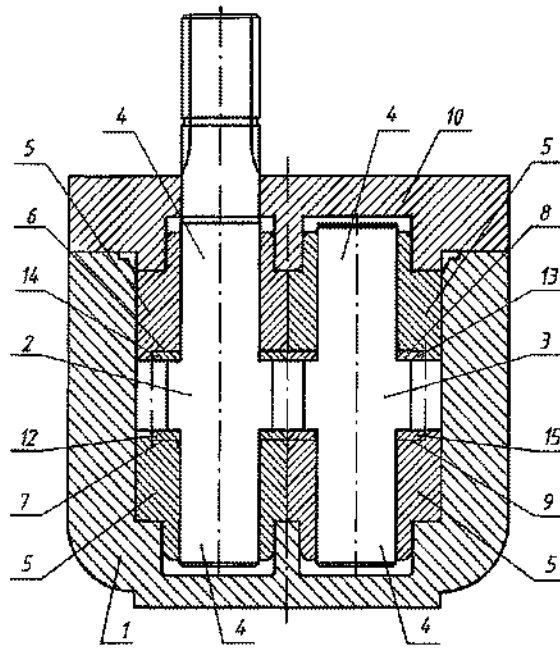
Φιγ.4



Φιγ.5



Φιγ.6



Фиг.7