

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

РУДЕНКО ТИМОФІЙ ВІКТОРОВИЧ

УДК 621.664

**ПОЛІПШЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ШЛЯХОМ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ**

Спеціальність 05.05.17 - Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації
на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Харків - 2007

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Кіровоградському національному технічному університеті Міністерства освіти та науки України, м. Кіровоград.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Кулешков Юрій Володимирович,
Кіровоградський національний технічний університет, доцент
кафедри експлуатації та ремонту машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Лур'є Зиновій Якович,
Національний технічний університет „Харківський
політехнічний інститут”, професор кафедри гідравлічних
машин;

кандидат технічних наук, доцент
Волошина Анжела Анатоліївна
Таврійська державна агротехнічна академія, доцент кафедри
трактори та автомобілі, м. Мелітополь.

Провідна установа: Національний технічний університет України
„Київський політехнічний інститут”, Міністерство освіти і
науки України, м. Київ

Захист відбудеться “19” квітня 2007 р о 14-30 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті „Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002 м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий “ ___ ” _____ 2007 р

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Основною задачею машинобудування України є створення високоефективної ресурсозберігаючої техніки, технічний рівень якої, принаймні, не поступається світовим зразкам.

Використання об'ємних гідроагрегатів (ГА) на сучасних машинах є свідченням їх високого технічного рівня, що пояснюється тим, що сучасні гідромашини за питомими показниками займають ведучі позиції серед інших видів приводів.

Розробка ГА, основою яких є насоси з регульованою подачею дозволяє істотно підвищити ефективність цих систем. Інтерес, що виявляється до ГА з об'ємним регулюванням (ОР), обумовлений передусім підвищеним ККД, що на 30...60% перевищує ККД ГА із дросельним регулюванням. Окрім того, вони володіють низкою інших переваг: більш плавне реверсування і гальмування гідромотора, навантажувальна характеристика ГА з ОР відрізняється більш високою стабільністю. Підвищення ККД ГА з ОР забезпечує зниження нагрівання робочої рідини (РР), що сприяє істотному зменшенню енерговитрат, а також знижує швидкість старіння РР, що важливо, як з економічної, так і з екологічної точок зору.

Системи ГА в даний момент знаходяться на етапі переходу від регульованих систем до слідкуючих та саморегульованих. Однак існують ще області техніки, де по цей час проблема регулювання не вирішена. Мова йде, зокрема про ГА, що базуються на використанні шестеренних гідромашин.

Розповсюдження регульованих насосів і гідромоторів викликано прагненням розробників до підвищення ККД ГА, забезпечення енергозбереження у виробничому процесі, максимальній реалізації можливостей електрогідроавтоматики при "безлюдній технології" або дистанційному керуванні ГА.

Шестеренні гідромашини в порівнянні з іншими об'ємними гідромашинами (поршневыми і пластинчатими) володіють рядом істотних переваг за питомими показниками: нечутливістю до забруднень, простотою конструкції, низькою собівартістю, що часом на порядок менше, ніж у поршневих і пластинчастих гідромашин. Розробка працездатної конструкції шестеренного насоса з регульованою подачею (ШНРП) дасть новий поштовх у розвитку і подальшому поширенні ГА завдяки тим перевагам, якими володіє шестеренний насос (НШ). Тому наукові дослідження, пов'язані з розробкою і дослідженням ШНРП, безумовно, є своєчасними й актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами і темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету.

У дисертаційній роботі використані результати, отримані здобувачем, який був відповідальним виконавцем при виконанні госпдоговірної теми "Дослідження конструкцій шестеренних насосів з метою створення ШНРП", (ДР № 0105U005354).

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення технічного рівня і функціональних можливостей НШ шляхом створення і дослідження працездатності ШНРП, принцип роботи якого заснований на зміні робочого об'єму насоса (РОН), здійснюваного зміною міжцентрової відстані (МВ) зубчатого зачеплення (ЗЗ) насоса.

До головних розв'язаних задач дисертаційної роботи для досягнення поставленої мети належать:

- розробка загальної методики і програми теоретичних і експериментальних досліджень, розробки і підбору окремих методик досліджень працездатності ШНРП.
- створення і дослідження математичної моделі роботи ШНРП, встановлення закономірності зміни подачі ШНРП від МВ, дослідження границі регулювання подачі ШНРП, запропонувати критерії оцінки технічного рівня ШНРП, що дозволить оптимізувати параметри ЗЗ насоса.
- дослідження працездатності ШНРП: тиск, що розвиває насос, залежність коефіцієнту подачі (КП) від тиску і від частоти обертання, подачі ШНРП і потужності в залежності від МВ, залежність загального і механічного ККД від РОН, що змінюється, крутного моменту на управляючій вилці і технічний ресурс насоса. Визначення технічного рівня ШНРП за допомогою запропонованої системи критеріїв оцінки технічного рівня.
- розробка методики для розрахунку і рекомендації з проектування ШНРП, спрогнозувати перспективи подальшого розвитку ШНРП.
- провести маркетингові дослідження просування ШНРП на ринку об'ємних насосів, навести техніко-економічну оцінку результатів впровадження пропонованого ШНРП.

Об'єкт дослідження – шестеренний насос з регульованою подачею, у якому зміна РОН здійснюється зміною МВ ЗЗ насоса.

Предмет дослідження – аналітичні залежності геометричних параметрів ЗЗ насоса з його технічними характеристиками, працездатність ШНРП - його основні технічні характеристики: тиск, що розвиває насос, КП, подача, залежність подачі і потужності від МВ, загальний і механічний ККД в залежності від зміни РОН, крутний момент на керуючій вилці, технічний ресурс насоса, спроможність ШНРП до регулювання, оптимізація параметрів ЗЗ з метою отримання максимальних технічних параметрів ШНРП.

Методи досліджень. В процесі проведення дослідження були використані методи теоретичної механіки і теорії машин і механізмів, зокрема теорія евольвентного ЗЗ, а також методи механіки рідини і газу і гідравліки, що дозволило розробити основи нового способу регулювання НШ і розробити математичну модель ШНРП у виді системи рівнянь функціональних залежностей ШНРП від параметрів ЗЗ. При проведенні експериментальних досліджень використовували розробки теорії експериментів і теорії помилок, а при обробці експериментальних даних – теорію обробки даних і математичної статистики, що дозволило забезпечити адекватні достовірні результати експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів. Дисертаційна робота відзначається безперечною новизною:

- запропоновано принципово нову концепцію регулювання подачі НШ шляхом зміни МВ ЗЗ насоса.
- вперше поставлена наукова задача теоретичного дослідження ШНРП, рішення якої дозволить отримати нові знання в цій недослідженій області теорії шестеренного насоса.
- вперше розроблена математична модель роботи ШНРП представлена у вигляді

системи функціональних залежностей, які відображають взаємозв'язок між геометричними параметрами ЗЗ ШНРП і його технічними характеристиками при регулюванні ШНРП шляхом зміни його МВ, а також залежностей і умов, що накладають обмеження на область поширення отриманої моделі ШНРП.

- вперше запропонована система критеріїв оцінки технічного рівня об'ємних насосів: коефіцієнт технічного рівня (КТУ) і коефіцієнт використання об'єму качаючого вузла (КВОКВ), які дозволяють дати порівняльну оцінку технічного рівня насоса, що розробляється.

- розроблена математична модель роботи ШНРП і система критеріїв оцінки технічного рівня ШНРП дозволила реалізувати оптимізацію ЗЗ ШНРП з метою отримання максимальних функціональних характеристик насоса.

- подальший розвиток знайшов метод геометричного моделювання параметрів ЗЗ насоса, що дало можливість отримати результати аналогічні тим, які були отримані при дослідженні математичних моделей.

Практичне значення одержаних результатів. Практичну цінність роботи становлять:

- запропоновано перспективний спосіб регулювання подачі НШ (декларційний патент України № 63343 А), реалізація якого була здійснена в принципово новій працездатній конструкції ШНРП (декларційний патент на корисну модель № 8189 (Україна) і патент на корисну модель № 73824 (Україна)). **При цьому декларційний патент на винахід № 63343 А „Спосіб регулювання об'ємної подачі шестеренних гідромашин” визнаний переможцем на Всеукраїнському конкурсі “Винахід 2005” серед молоді, його автори були нагороджені Золотою медаллю Всесвітньої організації інтелектуальної власності (м. Женева).**

- сформульовано практичні рекомендації та розроблена методика для проектування ШНРП із оптимальними технічними параметрами ШНРП.

- впровадження результатів досліджень дозволить створити конкурентоздатний ШНРП.

- використання ШНРП дозволить істотно підняти ККД ГА, за рахунок вибору оптимальної подачі, що сприяє істотному підвищенню терміну служби РР і створює передумови для отримання економічного і екологічного ефекту.

- результати дослідження прийняті до впровадження на Кіровоградському заводі ВАТ „Гідросила”, а також впроваджені в навчальний процес – поставлена лабораторна робота по дослідженню технічних характеристик шестеренного насоса з регульованою подачею по дисципліні „Гідравлічні машини” в Кіровоградському національному технічному університеті.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні дослідження, які викладено в дисертаційній роботі, у повному об'ємі виконані безпосередньо здобувачем. Розробка мети і задач дослідження і їх аналіз виконано спільно з науковим керівником.

Особисто здобувачем:

- розроблено математичну модель роботи ШНРП, що дало змогу дослідити поведінку подачі ШНРП від зміни МВ та оптимізувати основні його функціональні параметри;

- розроблено і створено експериментальний ШНРП, який забезпечує регулювання подачі шляхом зміни МВ НШ;

– розроблені методики і проведені експериментальні дослідження, які підтвердили результати теоретичних досліджень;

– дослідженні залежності КП, подачі і потужності, загального і механічного ККД, крутного моменту на керуючій вилці від зміни МВ, а також технічного ресурсу ШНРП підтвердили працездатність ШНРП по всіх параметрах.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідались на щорічних науково–технічних конференціях професорсько-викладацького складу Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ) в 2002...2006 роках, на 5-тій міжнародній конференції „Асоціації промислової пневматики і гідравліки”. (м. Вінниця жовтень 2002 р), на першій міжнародній науково-технічній конференції „Машинобудування та металообробка - 2003” КДТУ (м. Кіровоград 2003 р.), на 4-тій (м. Кіровоград 22-24 жовтня 2003 р.) і 5-тій (м. Кіровоград 2-4 листопада 2005 р.) міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки на міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 100 річчю з дня народження Т.М. Башти (м Київ, 2004 р), на V-тій міжнародній науково-практичній конференції, „Сучасні проблеми землеробської механіки” (м. Вінниця, 2004 г), та на 6-тій міжнародній конференції „Асоціації промислової пневматики і гідравліки” (м. Львів жовтень 2005 р).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 3 статті та отримано три патенти України № 63343 А № 8189 і № 73824

Обсяг і структура роботи. Дисертаційна робота складається із вступу 5-ти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і 18 додатків. Повний обсяг дисертації становить 252 сторінок, з них 20 рисунків по тексту, 75 рисунків на 34 окремих сторінках, 15 таблиць по тексту, 8 таблиць на окремих 11 сторінках, 18 додатків на 51 сторінках, 116 найменувань використаних літературних джерел на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність дисертаційної роботи, розроблена робоча гіпотеза, визначена мета, сформульовані задачі дослідження, визначені об'єкт та предмет дослідження, показана наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, подані відомості про апробацію, публікації та структуру дисертації.

В першому розділі наведені результати аналітичного огляду літературних джерел. Відомо, що стратегічним напрямом розвитку будь-якої технічної системи є перехід від постійних технічних параметрів до динамічних. Встановлено, що ККД ГА з ОР в 1,5...2,5 разу перевершують ККД ГА з дросельним регулюванням.

Порівняльний аналіз технічного рівня НШ по відношенню до інших типів об'ємних насосів дозволяє стверджувати, що фізичний принцип, закладений в основу НШ, володіє великими потенційними можливостями, що дозволяє з успіхом його вдосконалювати, зокрема в напрямку створення працездатної конструкції ШНРП. При цьому, в разі створення ШНРП він буде, практично поза конкуренцією по всіх питомих показниках в порівнянні з об'ємними насосами інших типів.

Питаннями теоретичного і експериментального дослідження ШНРП активно займалися багато вчених. Важливі аспекти цієї проблеми знайшли освітлення і подальший розвиток в працях Т.М. Башти, Е.А. Рибкина і А.А. Усова, А.Ф. Осіпова,

В.Н. Прокоф'єва, З.Я. Лур'є, Є.М. Юдіна і інших авторів.

Дослідження технічного рівня відомих технічних рішень вітчизняних і зарубіжних авторів показав, що в даний час відсутня працездатна конструкція ШНРП.

Грунтуючись на проведеному аналізі була розроблена робоча гіпотеза, виявлені об'єкт та предмет дослідження, сформульована мета роботи та визначені основні задачі дослідження.

У другому розділі описана загальна методика досліджень, розроблена програма теоретичних і експериментальних досліджень та розроблені окремі методики досліджень.

Розроблена програма теоретичних досліджень передбачає отримання і дослідження математичної моделі геометричних параметрів евольвентного ЗЗ ШНРП та їх впливу на функціональні показники ШНРП; розробку системи критеріїв оцінки якості регулювання ШНРП, дослідження параметрів евольвентного ЗЗ ШНРП геометричним моделюванням. Це дало змогу оптимізувати параметри ЗЗ ШНРП з метою отримання максимальних функціональних показників насоса.

Експериментальні дослідження мають своєю метою перевірку основних теоретичних положень та висновків на практиці і перевірку працездатності розробленого ШНРП.

Програма експериментальних досліджень передбачає експериментальне дослідження основних технічних характеристик ШНРП: номінального та максимального тиску, КП, загального та механічного ККД, експериментальне визначення площі зуба та міжзубової западини (МЗЗ) шестерень ШНРП, експериментальне визначення параметра регулювання (ПР) та діапазону регулювання (ДР), отримання залежності подачі від МВ і навантажувальної характеристик ШНРП, крутного моменту на регулюючому елементі ШНРП, проведення прискорених ресурсних стендових випробовувань ШНРП з метою визначення технічного ресурсу ШНРП та експлуатаційні випробування.

Вибір експериментальних установок і методик проведення експериментальних досліджень адекватно відповідає тим фізичним законам, які лежать в основі процесів і явищ, що відбуваються при роботі ШНРП.

Методика визначення основних технічних характеристик НШ забезпечувала похибку при визначенні експериментальних даних, що не перевищувала 6%. Це може служити, поряд з вибором перевірених методик, гарантом достовірності експериментальних досліджень.

Експлуатаційні випробування експериментальних ШНРП проводили на Кіровоградському ВАТ "Гідросила".

Третій розділ містить ґрунтовні теоретичні дослідження основних закономірностей поведінки робочого об'єму ШНРП в залежності від зміни МВ ЗЗ ШНРП. Були одержані нові наукові знання про параметри ЗЗ і їх взаємозв'язок з функціональними параметрами ШНРП.

Отримана математична модель роботи ШНРП представлена у вигляді системи функціональних залежностей, які відображають взаємозв'язок між геометричними параметрами ЗЗ ШНРП і його технічними характеристиками при регулюванні ШНРП шляхом зміни його МВ, а також залежностей і умов, що накладають обмеження на

область поширення отриманої моделі ШНРП.

В основу пропонованого принципу роботи ШНРП, покладений принцип зміни РОН шляхом зміни ступеня заглиблення зуба шестерні в МЗЗ сполученої з ним шестерні. Схематично процес зменшення робочого об'єму ШНРП при збільшенні МВ представлено на рис. 1.

Рис. 1. Принципова схема регулювання робочого об'єму ШНРП шляхом зміни ступеня заглиблення зуба шестерні в МЗЗ шляхом зміни МВ

Подача ШНРП і може бути визначена у відповідності з залежністю

$$Q = b z n (s_w - s_{vmin}), \quad (1)$$

де b - ширина шестерні, мм; z - число зубців ведучої шестерні; n - частота обертання ведучої шестерні насоса, об/хв.; s_w - площа МЗЗ, мм²; s_{vmin} - мінімальна величина затиснутого об'єму (ЗО), мм².

Залежність (1) являє собою функцію від МВ - A , але не безпосередньо, а опосередковано через кут зачеплення - α , що можна вважати необхідною умовою для побудови математичної моделі ШНРП.

Пошукові розрахунки показали, що відома залежність площі МЗЗ не в змозі адекватно відобразити процеси, що відбуваються в ШНРП. Тобто виникає необхідність в одержанні такої аналітичної залежності площі зуба і МЗЗ, які б не залежали від кута зачеплення α . Такі залежності були отримані шляхом відповідних математичних перетворень, що базувалися на теорії ЗЗ і евольвентної геометрії

$$s_w = R_e^2 - R_i^2 \cdot \frac{\pi}{z} - \frac{r_0^2 \cdot \text{tg}^3 \gamma_e}{3} - R_e^2 \left(m_e \cos \gamma_e - \frac{\Delta s}{4R_e} \right) + R_i^2 \cdot \left(m_e \cos \gamma_e + \text{inv} \gamma_e - \frac{\Delta s}{4r_0} \right) \quad (2)$$

З іншого боку в залежність визначення площі ЗО - s_{vmin} , природно, входить параметр α . Тобто підставивши отримані залежності в (1) після відповідних перетворень отримаємо шукану функціональну залежність подачі ШНРП від МВ

$$q \approx 0,5 b \pi \left\{ D_e^2 - d_0^2 \left(\frac{A^2}{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0} \right) - \frac{t_0^2}{3} \right\}, \quad (3)$$

де A - міжцентрова відстань, мм; D_e - діаметр верхівок зубців шестерень, мм; d_0 - діаметр основного кола, мм; α_0 - кут вихідного профілю, град; A_0 - ділильна МВ, мм; t_0 - основний крок ЗЗ, мм.

На рис. 2 представлена залежність робочого об'єму ШНРП від МВ, яка представляє собою практично лінійну обернено пропорційну залежність робочого об'єму ШНРП від МВ.

На рис. 3 представлена графічна залежність швидкості зменшенні подачі ШНРП в залежності від МВ - A , яка визначається, як перша похідна від залежності (2) по A і теж представляє собою обернено пропорційну залежність.

Рис. 2. Залежність РОН від МВ - A ШНРП

Рис. 3. Графічна залежність швидкості зменшенні подачі ШНРП в залежності від МВ - A

Отримані теоретичні розрахунки перевіряли шляхом дослідження геометричної

моделі 33 ШНРП, що полягало у визначенні площ зуба, МЗЗ і площі 3О і яка була побудована в графічному редакторі. Розбіжність між результатами математичного і графічного моделювання не перебільшує 2,27 %, що підтверджує достовірність результатів теоретичних досліджень.

Подальші дослідження були направлені на визначення основних залежностей при розрахунку параметрів 33 ШНРП.

Одним з вищезгаданих параметрів було максимальне значення МВ - A_{\max} , яке визначали виходячи з того, що КПЗ

$$\varepsilon = 1, \quad (4)$$

$$\text{або ж} \quad \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A_{\max} \sin \alpha_{\max}}{t_0} - 1 = 0, \quad (5)$$

де α_{\max} - кут зачеплення, який відповідає максимальному значенню МВ - A_{\max} .

Розв'язавши систему рівнянь були отримані наступні залежності

$$A_{\max} = \sqrt{A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0 + \sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0}, \quad (6)$$

$$\alpha_{\max} = \arccos \frac{A_0 \cdot \cos \alpha_0}{\sqrt{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - t_0 + A_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}} \quad (7)$$

Надалі досліджували вплив на функціональні характеристики ШНРП параметрів 33. При цьому було встановлено, що із зростанням КПЗ тенденцію до зростання мають майже всі параметри, які визначають функціональні характеристики ШНРП. Характер зміни площ зубів, МЗЗ і 3О, які суттєво впливають на робочий об'єм ШНРП наведено на рис. 4. Такий характер залежностей площ 33 призводить до зростання робочого об'єму ШНРП (див. рис. 5).

Рис. 4. Графіки залежності площ зуба - $S_z, S_z 1$, МЗЗ S_w і $S_w 1$ і 3О $S_{v \min}, S_{v \min} 1$, як для беззазорного, так і для 33 з зазором від КПЗ - ξ

Рис. 5. Графіки залежностей РОН q і $q 1$ від КПС - ξ

До негативних сторін збільшення КПЗ слід віднести зменшення товщини верхівок зубців шестерень (див. рис. 6). Це явище слід віднести до обмежуючих чинників подальшого збільшення КПЗ.

При дослідженні залежності РОН від МВ ШНРП було запропоновано ввести ПР, який дозволяє більш ефективно дослідити ці характеристики ШНРП

$$P_{\text{per}} = \frac{Q_T}{Q_n} = \frac{q_T}{q_n}, \quad (8)$$

де Q_T - поточне значення подачі насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; q_T - поточне значення РОН, м^3 .

Було встановлено, що із зростанням КПЗ - ξ зростає як ПР (див. рис. 7) так і ДР ШНРП.

Рис. 6. Графік залежності товщини зуба на вершині евольвенти від КПЗ - ξ ,

Рис. 7. Графік залежності ПР - P_{per} від КПЗ - ξ ,

при $z = 22$, $m = 2$ мм, $\alpha_0 = 20^0$

В процесі оптимізації 33 ШНРП було виявлено, що певні параметри 33 по-різному впливають на функціональні характеристики ШНРП. Тобто в наявності задача багатокритеріальної оптимізації. Були запропоновані показники, які дозволяють всебічно характеризувати функціональні характеристики ШНРП. До таких показників слід віднести КВОКВ НШ

$$K_q = \frac{S_q}{D_e \cdot D_e + A}, \quad (9)$$

де S_q - площа, яку займає робочий об'єм ШНРП і, яка визначається за формулою:

$$S_q = \frac{q}{b} = \frac{bz(S_w - S_{vmin})}{b} = z(S_w - S_{vmin}). \quad (10)$$

Та КТР насоса

$$K_T = \eta_{заг} \cdot 0,75 \cdot P_{рег} + 0,25 \cdot K_q, \quad (11)$$

$\eta_{заг}$ - загальний ККД насоса.

Було встановлено, що із зростанням КПЗ вищенаведені показники зростають. Результати дослідження поведінки КВОКВ, КТР і ПР від кута вихідного профілю наведено на рис. 9, з якого видно, що вищезгадані залежності мають максимум при $\alpha_0 = 15^0$

Залежність цих же параметрів КВОКВ, КТР і ПР від кількості зубців шестерень представлена на рис. 10. Аналіз отриманих залежностей, представлених на рис. 10 показав, що з ростом числа зубів - z зростає ПР і КТР, при цьому найбільшу швидкість росту ці параметри мають у діапазоні $z = 6...40$.

До негативної сторони цього процесу варто віднести той факт, що з ростом числа зубів шестерень різко зменшується КВОКВ. Найбільша швидкість зменшення КВОКВ приходиться на діапазон $z = 6...30$ (див. рис. 10).

Рис. 9. Залежності ПР - $P_{рег}$, КВОКВ - K_q і КТР - K_T від кута вихідного профілю - α_0

Рис. 10. Залежності ПР- $P_{рег}$, КВОКВ- K_q і КТР - K_T від числа зубів шестерень - z

Теоретичні дослідження дозволили встановити область параметрів 33 ШНРП, при яких можуть бути досягнуті оптимальні значення технічних характеристик ШНРП: при $z = 50$, $\alpha_0 = 15^0$, $\xi = 1,2$ і товщині зуба на окружності вершин $S_e = 0,373$ мм можуть бути досягнуті наступні функціональні параметри ШНРП: ПР - $P_{рег} = 0,541$; ДР - $D = 2,18$; КВОКВ - $K_q = 0,083$ і КТР ШНРП - $K_T = 0,427$.

Отримані результати теоретичних досліджень є основою для проектування і подальшого вдосконалення ШНРП.

У четвертому розділі наведені результати експериментальних досліджень ШНРП. Основною метою експериментальних досліджень є перевірка працездатності ШНРП, яка полягає в визначенні основних технічних характеристик насоса та перевірки ступеня збігу між результатами теоретичних і експериментальних

досліджень.

Порівняльний аналіз розрахункових параметрів 33 при вихідних даних, отриманих у відповідності до конструктивних вимог і параметрів ШНРП, отриманих шляхом геометричного моделювання показали, що максимальна розбіжність між теоретичними і експериментальними даними становить 5,84 %.

Експериментальне визначення функціональних показників ШНРП: ПР і ДР ШНРП співпадає з теоретичними передбаченнями з відносною похибкою, що не перевершує 3,58 %. Розбіжність між теоретичними і фактичним визначенням КВОКВ не перебільшує 5,67 %, а КТР ШНРП – 3,81 %. Це є беззаперечним підтвердженням достовірності теоретичних досліджень.

Експериментальне вимірювання площ зуба і МЗЗ показало, що відносна похибка відносно теоретичних розрахунків не перевершує 1,78%. Наведені експериментальні дослідження підтверджують достовірність результатів теоретичного і геометричного моделювання 33 шестерень НШ.

Експериментальне визначення працездатності ШНРП полягало у визначенні основних технічних характеристик ШНРП. При цьому було встановлено, що номінальний тиск, який спроможний створити ШНРП складає 16 МПа, а максимальний тиск – 21 МПа, що відповідає НШ третього виконання на базі якого і було створено ШНРП.

При дослідженні залежності КП ШНРП від тиску при номінальному РОН для різних значень частоти обертання було встановлено, що із ростом тиску - КП знижується по лінійній залежності - це цілком відповідає типовим залежностям КП від тиску, що характерні для серійних насосів. Окрім того, слід відмітити, що із збільшенням частоти обертів насоса швидкість зниження КП зменшується. Оскільки КП ШНРП залежить від втрат РР були досліджені втрати РР в залежності від зміни МВ. Як бачимо з рис. 11 втрати РР не залежать від зміни МВ, а визначаються конструктивними особливостями ущільнень спряжень ШНРП та частоти обертання насоса. При цьому із збільшенням частоти обертання величина втрат зменшується.

Наступним етапом дослідження було з'ясування питання про характер поведінки КП ШНРП в залежності від робочого об'єму ШНРП, яка під час випробувань змінювалась. Результати дослідження поведінки КП ШНРП в залежності від зміни МВ при номінальному тиску представлені на рис. 12.

Рис. 11. Залежність величини втрат РР від зміни МВ при різній частоті обертання і номінальному тиску $P = 16,0$ МПа

Рис. 12. Залежність КП ШНРП від зміни МВ при різній частоті обертання і номінальному тиску $P = 16,0$ МПа

Аналіз отриманих результатів по визначенню КП ШНРП (див. графічну залежність рис. 12) показує, що КП експериментального ШНРП зменшується із зміною міжцентрової відстані (РОН). Таке падіння КП пояснюється тим, що абсолютна величина втрат робочої рідини не залежить від величини робочого об'єму ШНРП, а визначається його конструктивними особливостями (див. рис. 11), зокрема величиною зазорів в спряженнях насоса і тиском, якій він створює, а також частотою обертання шестеренного насоса. Коефіцієнт подачі ШНРП є відносною величиною, яку визначають за формулою:

$$\eta_v = \frac{Q_\phi}{Q_T} = \frac{Q_T - q_B}{Q_T} = 1 - \frac{q_B}{Q_T} \quad (12)$$

де q_v – об'єм втрат робочої рідини, Q_ϕ , Q_T – відповідно фактична і теоретична подача.

З залежності (12) бачимо, що КП ШНРП буде знижуватись навіть при незмінному об'ємі втрат $PP - q_v$ - завдяки тому, що зменшується подача ШНРП - Q_T в процесі регулювання.

Результати дослідження поведінки залежності подачі ШНРП від зміни МВ представлено на рис. 14, з аналізу яких бачимо, що залежність подачі ШНРП від МВ носить лінійний обернено пропорційний характер. При цьому, результати між теоретичними розрахунками і експериментальними дослідженнями відрізняються на величину, яка визначається КП насоса.

Рис. 13. Залежність КП ШНРП від частоти обертання і тиску при номінальному значенні РОН

Рис. 14. Залежність подачі ШНРП від зміни МВ (РОН) при номінальному тиску $P_{ном}=16$ МПа для різних значень частоти обертання

Кут нахилу графіків залежності подачі від МВ зменшується із зменшенням частоти обертання ШНРП, тобто із зменшенням частоти обертання реакція ШНРП на керуючі впливи зменшується, що пояснюється зменшенням подачі ШНРП і зниженням КП ШНРП, який, як відносна величина залежить від подачі насоса (див. рис. 14). З останнього випливає, що більш доцільним є експлуатація ШНРП при максимальній частоті обертання насоса.

З рис. 14 бачимо, що із зменшенням частоти обертання реакція ШНРП на керуючі впливи зменшується, що візуально підтверджується зменшенням кута нахилу графіків залежності подачі від МВ. Це пояснюється зменшенням подачі ШНРП і зниженням КП ШНРП, який суттєво залежить від подачі насоса. З останнього випливає, що більш доцільним є експлуатація ШНРП при максимальній частоті обертання насоса.

Аналізуючи графічну залежність загального ККД ШНРП при номінальній частоті обертання від тиску для різних значень МВ (РОН) рис. 15 бачимо, що залежність загального ККД від тиску мають вигляд параболи з оптимумом, що лежить в межах 10...15 МПа. Загальний ККД ШНРП поступово зменшується із збільшенням МВ (РОН), що пояснюється тим, що із зменшенням робочого об'єму ШНРП знижується потужність, яку він спроможний розвивати, а отже і загальний ККД, як відносної величини.

Механічний ККД $\eta_{мех}$ характеризує досконалість механічної частини насоса. Криві, залежності механічного ККД від тиску мають вид парабол направлених верхівкою догори з оптимумом, що лежить в межах $P=12...15$ МПа (рис. 16). З рис. 16 бачимо що, механічний ККД не залежить від частоти обертання насоса, зростає із збільшенням МВ (РОН), що пояснюється збільшенням площі ЗО, а отже і зростанням сил відтискання втулок від торців шестерень, що призводить до зменшення сил тертя в торцевому спряженні. Окрім того, зростання механічного ККД до певного рівня можна пояснюється покращенням умов змащування підшипників насоса.

Крутний моменту на керованому валу зростає із зростанням тиску. Максимальне

значення крутного моменту на керованому валу становить 200 Н м, тобто лежить в межах, які можуть бути здійснені існуючими звичайними механізмами.

Рис. 15. Залежності загального ККД

ШНРП від тиску для різних значень МВ при номінальній частоті обертання $n=2400$ об/хв

Рис. 16. Залежності механічного ККД

Високі технічні характеристики будь-якої машини можуть бути реалізовані лише при наявності певної, відмінної від нуля надійності цієї машини. Прискореними стендовими випробовуваннями було встановлено, що гама-процентний $\gamma = 90\%$ ресурс ШНРП становить 2796,0 годин, що на 6,8 % менше ніж гама-процентний ресурс серійного НШ. Таке незначне зниження гама-процентного ресурсу ШНРП можна вважати задовільним результатом.

Перевірка технічного стану ШНРП, поставлених на експлуатаційні випробування на гідрофіковані верстати кіровоградського ВАТ „Гідросила” показала, що при середньому напрацюванні 1550 мото-годин всі шість насосів знаходяться в працездатному стані, забезпечують тиск, подачу і КП у відповідності до технічних вимог. Це є підтвердженням цілковитої працездатності експериментального ШНРП.

У п'ятому розділі за наслідками теоретичних і експериментальних досліджень було розроблено концепцію ШНРП, яка полягає в зміні РОН шляхом зміни ступеню заглиблення зуба шестерні в МЗЗ. Грунтуючись на розробленій концепції була запропонована конструкція ШНРП, в якому зміна РОН досягається шляхом зміни МВ ЗЗ насоса. При цьому вдалося сконструювати ШНРП на базі серійного насоса, що значно знизило собівартість виготовлення експериментального зразка ШНРП, а також дозволило коректно порівнювати експериментальний зразок ШНРП з серійним насосом, що дозволило одержати достовірні результати експериментальних досліджень.

На рис 17 наведені поздовжній і поперечний перерізи ШНРП, а на рис 18 його зовнішній вид і його деталювання.

Порівняльний аналіз технічних характеристик ШНРП з серійними насосами показав, що КВОКВ - K_q серійного насоса в 1,22 разів перевершує. Коефіцієнт технічного рівня - K_T ШНРП в 3,2 рази перевершує КТР серійного НШ, що вдалося досягти завдяки можливості регулювання подачі насоса.

Аналіз проведених теоретичних і експериментальних досліджень дозволив пояснити деякі результати досліджень, а також намітити шляхи подальшого вдосконалення розробленої конструкції ШНРП, зокрема у напрямку подальшого підвищення, як ПР, так і КВОКВ і КТР ШНРП.

Рис. 17. Поздовжній і поперечний переріз ШНРП

Рис. 18. Загальний вигляд і внутрішня будова експериментального ШНРП

Вирішення цього досить складного питання лежить в сфері подальшого розвитку і вдосконалення ЗЗ, яке використовується в ШНРП. Основним напрямком розвитку ЗЗ ШНРП є підвищення КПЗЗ ЗЗ, що й дасть змогу підвищити ПР ШНРП. Роботи в

цьому напрямку ведуться і є досить обнадійливі результати в цьому напрямку.

Грунтуючись на результатах теоретичних досліджень була розроблена методика і алгоритм проектування ШНРП, конструкція, якого забезпечує максимально можливі на сьогоднішній технічні характеристики.

Маркетингові дослідження виявили передумови можливості проникнення ШНРП на ринок об'ємних насосів, які полягають в наступному: тиск, що розвивається сучасними НШ в 2,5 рази вище тиску, що розвивається пластинчатими насосами; КП і загальний ККД ШНРП вище, ніж у пластинчатому насосі на 5...10%; питомі показники по потужності в НШ не менше чим у 10 разів; менша чутливість до забруднень РР; вартість ШНРП менше ніж пластинчатого, орієнтовно в 3,5...5 разів. Крім того, ШНРП можуть вільно претендувати на частину сектора ринку в якому мають поширення аксіально-поршневі регульовані насоси, в тій його області, в якій необхідний тиск цілком може бути забезпечене ШНРП.

Маркетингові дослідження дають підґрунтя стверджувати, що передбачуваний річний об'єм виробництва ШНРП в перший рік випуску ШНРП складає близько 100 тис. насосів. Фактично ж ринок ШНРП, як мінімум на порядок більше.

Впровадження запропонованої конструкції ШНРП дасть можливість отримати суттєвий економічний соціальний екологічний ефект в межах області регіону і країни в цілому. Зокрема, економічний ефект від впровадження нової конструкції НШ може скласти понад 132 млн. грн., при програмі випуску 100 тис. насосів рік.

ВИСНОВКИ

Проведені в дисертаційній роботі дослідження дозволяють сформулювати наступні висновки:

1. Одним з найперспективніших напрямів розвитку ГА є розробка ШНРП, який відрізняється від об'ємних насосів інших типів цілою низкою істотних переваг. В перспективі при створенні ШНРП, враховуючи конструктивну простоту, низьку вартість та нечутливість до умов експлуатації шестеренні гідромашини можуть з успіхом конкурувати з іншими типами об'ємних насосів.

2. Із всього різноманіття схем регулювання найбільш перспективною слід визнати запропонований спосіб зміни робочого об'єму НШ шляхом зміни ступеня заглиблення зуба в МЗЗ, що досягається зміною МР ЗЗ насоса.

3. Запропоновані параметри, дозволяють оцінити функціональні характеристики ШНРП параметр регулювання - $P_{рег}$, коефіцієнта використання об'єму качаючого вузла ШНРП - K_q та коефіцієнта технічного рівня ШНРП - K_T .

4. Розроблена математична модель ШНРП, що включає аналітичні залежності подачі ШНРП від параметрів ЗЗ, дозволяє всебічно дослідити взаємозв'язки між параметрами ЗЗ та функціональними характеристиками ШНРП.

5. Результати моделювання процесів регулювання ШНРП геометричними методами дозволило дати оцінку та підтвердити достовірність отриманих математичних моделей і проведених теоретичних досліджень.

6. Досліджена можливість отримання оптимальних параметрів ЗЗ. В результаті можуть бути досягнуті наступні функціональні параметри при $z = 50$, $\alpha_0 = 15^\circ$, $\xi = 1,2$ і товщині зуба на колі вершин $S_e = 0,373$ мм : параметр регулювання

- $P_{\text{рег}} = 0,541$, діапазон регулювання - $D = 2,18$, коефіцієнт використання об'єму качаючого вузла - $K_q = 0,083$, і коефіцієнт технічного рівня ШНРП - $K_r = 0,427$.

7. Результати проведення експлуатаційних випробувань ШНРП підтвердили високу працездатність експериментальних ШНРП, що не поступається серійному нерегульованому шестеренному насосу.

8. Ґрунтуючись на результатах теоретичних досліджень була розроблена методика і алгоритм розрахунку і проектування ШНРП, конструкція, якого забезпечує максимально можливі технічні характеристики ШНРП.

9. Передбачуваний річний об'єм споживання ШНРП в перший рік випуску ШНРП складає близько 100 тис. насосів, що підтверджується маркетинговими дослідженнями.

10. Очікуваний економічний ефект від впровадження ШНРП, при програмі 100 тис. в рік при капітальних витратах на його впровадження у виробництво 5,5 млн. грн. складає 132 млн. грн. і може бути вагомим внеском в підвищення ефективності економіки нашої держави.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ, ЯКІ ВИСВІТЛЮЮТЬ ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЇ

1 Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой подачей. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2005. – № 2. – с. 23-28.

Здобувачем визначені взаємозв'язки геометричних параметрів зубчатого зачеплення при визначенні подачі шестеренного насоса з регульованою подачею.

2. Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей. //Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград КДТУ. – 2005. Вип. № 35. – с. 127 – 135.

Здобувачем проведено аналіз існуючих конструкцій шестеренних насосів з регульованою подачею.

3. Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, О.В. Бевз. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. //Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2005. – № 3 (13). – с. 98-103.

Здобувачем досліджено працездатність шестеренного насоса з регульованою подачею та визначені його основні технічні характеристики.

4. Деклараційний патент на винахід (Україна) 7 F04C2/08 № 63343, Бюл. № 1 15.01.2004 р. Спосіб регулювання об'ємної подачі шестеренних гідромашин / Ю.В. Кулешков, М.І.Черновол, О.О. Матвієнко, О.В. Бевз, М.Г. Москаленко, Т.В. Руденко.

Здобувачем запропонований новий спосіб регулювання подачі шестеренного насоса.

5. Деклараційний патент на корисну модель № 8189 (Україна) 7 F04C2/08 Бюл. № 7 15.07.2005 р. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення з регульованою подачею. Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, О.В. Бевз, О.О. Матвієнко, А.А. Волк.

Здобувачем запропонована конструкція регульованого шестеренного насоса.

6. Патент на винахід № 73824 (Україна) 7 F04C2/08 Бюл. № 9 15.09.2005 р. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення з регульованою подачею. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Т.В. Руденко, О.О. Матвієнко, Г.В. Москаленко, О.В. Бевз, А.А. Волк.

Здобувачем запропонований механізм регулювання шестеренного насоса з регульованою подачею.

АНОТАЦІЇ

Руденко Т.В. - Поліпшення функціональних характеристик шестеренного насоса шляхом регулювання подачі” – Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 „Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати” Харків – 2007.

Дисертація присвячена підвищенню технічного рівня шестеренних насосів шляхом розробки і дослідження шестеренного насоса з регульованою подачею.

В основу конструкції шестеренного насоса з регульованою подачею покладено виявлене явище зменшення робочого об’єму насосу при збільшенні міжцентрової відстані зубчатого зачеплення насоса.

Теоретичними дослідженнями було передбачено отримання і дослідження математичної моделі геометричних параметрів евольвентного зубчатого зачеплення шестеренного насоса з регульованою подачею та їх впливу на функціональні показники насоса; розробку системи критеріїв оцінки якості регулювання, що дало змогу оптимізувати параметри зубчатого зачеплення з метою отримання максимальних функціональних показників насоса.

Експериментальні дослідження мали своєю метою перевірку основних теоретичних положень та висновків на практиці і перевірку працездатності розробленого насоса.

Основні наукові положення і результати дисертаційної роботи мають, як наукову, так і практичну значущість при розрахунку і проектуванні ШНРП, а також в навчальному процесі. Результати роботи передані на Кіровоградський ВАТ “Гідросила”. Техніко-економічна оцінка результатів впровадження розробленої конструкції насоса встановила, що економічний ефект може скласти понад 132 млн. грн, при програмі 100 тис. насосів, що дасть можливість отримати суттєвий економічний соціальний екологічний ефект в межах області регіону і країни в цілому.

Ключові слова: шестеренний насос з регульованою подачею, робочий процес регулювання, зубчате зачеплення, діапазон регулювання, методика розрахунку зубчатого зачеплення, подача, коефіцієнт подачі, загальний ККД, механічний ККД.

Т.В. Руденко „Улучшение функциональных характеристик шестеренного насоса путем регулирования подачи” - Рукопись. Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 „Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты” Харьков – 2007.

Диссертация посвящена повышению технического уровня шестеренных насосов путем разработки и исследования шестеренного насоса с регулируемой подачей.

Разработка работоспособной конструкции шестеренного насоса с регулируемой подачей (ШНРП) даст новый толчок в развитии и последующем распространении объемных гидроагрегатов благодаря тем преимуществам, которыми обладает

шестерной насос. А поэму научные исследования, связанные с разработкой и исследованием ШНРП, безусловно, являются своевременными и актуальными.

Исследование технического уровня известных технических решений отечественных и зарубежных авторов показал, что в настоящее время отсутствующая работоспособная конструкция ШНРП.

В основу конструкции шестерного насоса с регулируемой подачей положено выявленное явление уменьшения рабочего объема насоса при увеличении межцентрового расстояния зубчатого зацепления (ЗЗ) насоса.

Теоретическими исследованиями было предусмотрено получение и исследование математической модели геометрических параметров эвольвентного зубчатого зацепления шестерного насоса с регулируемой подачей и их влияния на функциональные показатели насоса; разработку системы критериев оценки качества регулирования, что дало возможность оптимизировать параметры ЗЗ с целью получения максимальных функциональных показателей насоса.

Полученная математическая модель ШНРП представлена в виде ряда математических зависимостей, которые отображают взаимосвязь между геометрическими параметрами ЗЗ ШНРП и его функциональными показателями, и описывает процессы, происходящих при регулировании ШНРП путем изменения его межцентрового расстояния, а также зависимостей и условий, накладывающих ограничения на область распространения полученной модели ШНРП.

Полученные теоретические расчеты проверяли путем геометрического моделирования ЗЗ ШНРП. Сущность геометрического моделирования ЗЗ ШНРП заключается в определенных площадей зуба, межзубовой впадин и площади минимального защемленного объема в ЗЗ ШНРП, которое было построено в графическом редакторе. При этом оказалось, что расхождение результатов математического моделирования с результатами графического моделирования не превышает 2,27 %, что подтверждает достоверность результатов теоретических исследований.

В процессе оптимизации ЗЗ ШНРП было выявлено, что определенные параметры ЗЗ по-разному влияют на функциональные характеристики ШНРП. Были предложены показатели, которые позволяют всесторонне характеризовать функциональные характеристики ШНРП.

Теоретические исследования позволили установить область параметров ЗЗ ШНРП, при которых могут быть достигнуты оптимальные значения технических характеристик ШНРП: при $z = 50$, $\alpha_0 = 15^\circ$, $\xi = 1,2$ и толщине зуба на окружности вершин - $S_e = 0,373$ мм могут быть достигнуты следующие функциональные параметры ШНРП: параметр регулирования - $P_{\text{рег}} = 0,541$; диапазон регулирования $D = 2,18$; коэффициент использования объема качающего узла $K_q = 0,083$ и коэффициент технического уровня ШНРП - $K_T = 0,427$.

Полученные результаты теоретических исследований являются основой для проектирования и дальнейшего совершенствования ШНРП.

Экспериментальные исследования имели своей целью проверку основных теоретических положений и выводов на практике и проверку работоспособности разработанного насоса. Экспериментально было исследованы основные технические

характеристики насоса: номинальное и максимальное давление, коэффициент подачи, общий и механический КПД, площадь зуба и межзубовой впадины шестерен, параметр регулирования и диапазон регулирования, зависимость подачи от межцентрового расстояния и нагрузочная характеристика насоса, крутящий момент на регулирующем элементе. Были проведены ускоренные ресурсные стендовые испытания с целью определения технического ресурса экспериментального насоса, а также эксплуатационные испытания.

Выбор экспериментальных установок и методик проведения экспериментальных исследований адекватно отвечает тем физическим законам, которые лежат в основе процессов и явлений, что происходят при работе ШНРП. Методики определения основных технических характеристик НШ обеспечивала погрешность при определении экспериментальных данных, не превышающую 6%. Это может служить наряду с выбором проверенных методик, гарантом достоверности экспериментальных исследований.

Экспериментальное определение функциональных показателей ШНРП показал, что параметр и диапазон регулирования ШНРП совпадает с теоретическими предвидениями с относительной погрешностью, не превышающей 3,58 %, расхождение между теоретическими и фактическим определением коэффициента использования объема качающего узла не превосходит 5,67 %, а коэффициент технического уровня ШНРП - 3,81 %. Это является безусловным подтверждением достоверности теоретических исследований.

Основные научные положения и результаты диссертационной работы имеют, как научную, так и практическую значимость при расчете и проектировании ШНРП, а также в учебном процессе. Результаты работы переданы на Кировоградское ОАО "Гидросила". Техничко-экономическая оценка результатов от внедрения разработанной конструкции насоса установила, что экономический эффект может составить свыше 132 млн. грн., при программе 100 тыс. насосов, что даст возможность получить существенный экономический социальный экологический эффект в пределах области региона и страны в целом.

Ключевые слова: шестерной насос с регулируемой подачей, рабочий процесс регулирования, зубчатое зацепление, диапазон регулирования, методика расчета зубчатого зацепления, подача, коэффициент подачи, общий КПД, механический КПД.

T.V. Rudenko „Improvement of functional descriptions of the gear pump by adjusting of serve ”- the Manuscript. The dissertation on competition of a scientific degree of Candidate of Technical Sciences on speciality 05.05.17" Hydraulic machines and hydropneumounits ” Kharkov – 2007.

The dissertation is devoted to increasing the technological level of gear pumps through the development and investigation of a gear pump with adjustable feeding (GPAF).

The base of designing the gear pump with adjustable feeding is a revealed phenomenon of reducing the volume of the working chamber when the center-to-center distance of the gear engagement (GE) of the pump increases.

The theoretical research was aimed at obtaining and studying a mathematical model of the geometrical parameters of the evolvent tooth pitching of the gear pump with adjustable feeding and their influence on the pump functional parameters and at developing a system of the quality estimation criteria of regulating that has enabled to optimize the GE parameters

in order to get the maximum pump functional indicators.

The experimental research had the purpose to check the basic theoretical positions and conclusions in practice and to check the working capacity of the developed pump.

The basic scientific aspects and the results of the dissertation work have both scientific and practical importance at calculation and designing the GPAF, and in the educational process. The results of the work are transmitted to Kirovograd Open Society "Hydropower". The technical and economic estimation of the results after introducing the developed design of the pump has stated that the economic benefit can make more than 132 million hryvnies at the program of 100 thousand pumps that will enable to receive essential economic social ecological effect within the bounds of the region area and the country as a whole.

Keywords: a gear pump with adjustable feeding, the working chamber volume, the center-to-center distance, tooth pinching, the regulation range, the depth regulation factor, longevity, volumetric feeding, the factor of the volumetric feeding, the overall efficiency, the mechanical efficiency.

Підписано до друку 26.02.2007. Формат 60x84 1/16.

Папір офсетний. Надруковано на різнографі. Умов. Друк. Арк. 0,9.

Замов. №83. Тираж 100 прим.

© РВЛ КНТУ, м. Кіровоград, пр Університетський, 8.

Тел. (0522) 597-541, 559-245, 597-551.