

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

ОСІН РУСЛАН АНАТОЛІЙОВИЧ



УДК 621.664

**ПІДВИЩЕННЯ ПОДАЧІ
ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ВДОСКОНАЛЕННЯМ ПАРАМЕТРІВ
КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА**

Спеціальність 05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації
на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Харків – 2010

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету Міністерства освіти і науки України, м. Кіровоград.

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

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

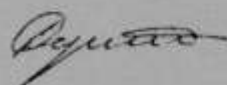
кандидат технічних наук, доцент
Волошина Анжела Анатоліївна,
Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь, доцент кафедри мобільних енергетичних засобів

Захист відбудеться “27” січня 2011 р. о 14³⁰ 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” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий “22” грудня 2010 р

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Шестеренні насоси (НШ) знайшли саме широке застосування в різних машинах починаючи з авіаційної, гірничодобувної, шляхової і будівельної техніки і закінчуючи сільськогосподарськими машинами.

В порівнянні з іншими об'ємними гідромашинами (поршневыми і пластинчатими) шестеренні насоси мають ряд істотних переваг, а саме: вищі експлуатаційні показники, нечутливість до забруднень робочої рідини, простота конструкції та низька собівартість виробництва.

Основним напрямком вдосконалення конструкції НШ є підвищення його технічних характеристик з одночасним зниженням габаритних розмірів та маси, розширення галузі використання НШ, зниження матеріалоемності і собівартості його виробництва. Отже, тема дисертаційної роботи, присвячена покращенню функціональних параметрів НШ шляхом підвищення його подачі вдосконаленням параметрів зубчатого зачеплення (ЗЗ) качаючого вузла (КВ) НШ, є своєчасною й актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету у рамках держбюджетної науково-дослідної роботи МОН України: «Підвищення технічного рівня шестеренних гідромашин вдосконаленням їх конструкції, технологічного виготовлення, експлуатації і ремонту на основі моделювання основних процесів функціонування шестеренних гідромашин» (ДР № 0110U004256) та госпдоговірної теми з Кіровоградським ВАТ «Гідросила»: «Оптимізація параметрів зубчатого зачеплення шестеренного насоса з метою підвищення його технічних характеристик» (ДР № 0107U002268), де здобувач був відповідальним виконавцем.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення технічного рівня шестеренного насоса збільшенням його функціональних можливостей за подачею на основі цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

1. Визначити сучасний технічний рівень шестеренного насоса за подачею і відомих методів підвищення подачі. Проаналізувати ефективність існуючих теорій і методів розрахунку зубчатого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса і підвищення його подачі.

2. Вдосконалити фізичну модель і рівняння процесу подачі робочої рідини в шестеренному насосі залежно від параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла.

3. Розробити методику розрахунку і проектування зубчатого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса з раціональними параметрами з метою отримання максимальної подачі у відповідності до заданих умов проектування.

4. Спроекувати і виготовити експериментальний шестеренний насос з раціональними параметрами зубчатого зачеплення качаючого вузла за подачею у відповідності до заданих умов проектування качаючого вузла.

5. Дослідити параметри експериментального насоса: тиск, що розвиває насос, коефіцієнт подачі, загальний і механічний ККД і технічний ресурс насоса.

6. Апробувати результати досліджень у виробничих умовах, дати техніко-економічну оцінку розробленій методиці розрахунку і проектування зубчатого зачеплення качаючого вузла з раціональними параметрами.

Об'єкт дослідження – процес подачі робочої рідини шестеренним насосом.

Предмет дослідження – фізична модель і рівняння, що описують процес подачі робочої рідини в шестеренному насосі.

Методи досліджень. В процесі проведення дослідження використані теорія шестеренного насоса, теорія евольвентного зачеплення, чисельні методи розрахунку аналітичних залежностей, що дозволило розробити теоретичні основи підвищення подачі НШ. При проведенні експериментальних досліджень НШ з підвищеною подачею використовували положення теорії помилок, а при обробці експериментальних даних - методи обробки даних і математичної статистики, що дозволило забезпечити адекватність і достовірність отриманих теоретичних результатів експериментальним дослідженням.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Вперше поставлена та вирішена наукова задача підвищення технічного рівня шестеренного насоса на основі збільшення його подачі шляхом цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла.

2. Вперше розроблена концепція процесу подачі шестеренного насоса, особливістю якої є подвійна природа процесу подачі, яка полягає в тому, що подача робочої рідини супроводжується наявністю як додатної, так і від'ємної складових, на основі якої запропоновано спосіб підвищення подачі шестеренного насоса.

3. Доведено теоретично і підтверджено експериментально, що одним з перспективних напрямів збільшення подачі є зменшення від'ємної складової процесу подачі робочої рідини.

4. Обґрунтовано введення коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень як критерію рейтингу параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла і досліджено його залежність від цих параметрів, що дозволило визначити напрям подальших досліджень на шляху максимального підвищення коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень і подачі шестеренного насоса.

5. Удосконалена методика цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла за подачею на основі коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень, що дало можливість значно (не менше, ніж на 20...35 %) підвищити подачу шестеренного насоса.

Практичне значення одержаних результатів для машинобудівної галузі полягає у впровадженні перспективного способу збільшення подачі НШ, що дозволяє не менше, ніж на 20...35% підвищити подачу в порівнянні з серійними насосами (патенти України на корисну модель № 29840 і № 40093).

Розроблена методика цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів 33 КВ, а також концепція і практичні рекомендації проектування НШ з підвищеною подачею (НШПП), що дало можливість підвищити подачу шестеренного насоса.

Запропоновані практичні рекомендації реалізовані в працездатних конструкціях НШПП, які дозволяють зменшити габаритні розміри і масу НШ не менше, ніж на 20...30%, що підвищує конкурентоспроможність НШ.

Результати досліджень прийняті до впровадження на Кіровоградському ВАТ „Гідросила”. Розрахунковий економічний ефект від впровадження експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП складає 5,31 млн. грн. при програмі 250 тис. насосів на рік і капітальних витратах на впровадження - 5,0 млн. грн.

Результати досліджень впроваджені в навчальний процес при викладанні дисципліни „Гідравліка і гідропневмопривід” в Кіровоградському національному технічному університеті.

Особистий внесок здобувача. Аналіз літературних джерел, теоретичні і експериментальні дослідження в повному об'ємі виконані безпосередньо здобувачем. Постановка мети і задач досліджень виконані спільно з науковим керівником.

Особисто здобувачем:

- розроблені фізична модель, рівняння процесу подачі НШ і алгоритм цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів 33 КВ, що забезпечують підвищення подачі НШ, на основі яких запропонована методика проектування і розрахунку 33 КВ НШПП;

- спроектований і створений експериментальний НШПП, який забезпечує підвищення подачі, а також зниження габаритних розмірів і маси НШ;

- розроблені методики і проведені експериментальні дослідження працездатності експериментального НШ-32 ПП, які підтвердили результати теоретичних досліджень і працездатність експериментального НШПП.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідались й обґрунтовувались на: щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ) (2005...2010 рр.); IX Міжнародній науково-технічній конференції «Асоціація фахівців промислової гідравліки і пневматики» (м. Кременчук, 2008 р.); III Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів і аспірантів, присвяченій 80-ти річчю з дня утворення КНТУ «Підвищення надійності машин і устаткування» (м. Кіровоград, 2009 р.); III Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження»-«ENERGIA 2009» (м. Алушта, 2009 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано у 6 наукових працях, з них 4 у фахових наукових виданнях України та 2 патенти України.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 6-ти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Повний об'єм дисертації складає 227 сторінок, з них 47 рисунків по тексту, 15 рисунків на 7 окремих сторінках, 10 таблиць по тексту, 13 таблиць на окремих 17 сторінках, 14 додатків на 41 сторінці, 95 найменувань використаних літературних джерел на 7 сторінках.

6
ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність дисертаційної роботи, сформульовані мета, об'єкт, предмет і методи досліджень, поставлені задачі, що вирішуються. Визначена наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, надані відомості про апробацію, публікації та структуру дисертації.

В **першому розділі** наведено порівняльний аналіз технічного рівня НШ по відношенню до інших типів об'ємних насосів, на основі якого зроблено висновок, що фізичні принципи, закладені в основу роботи НШ, мають великі потенційні можливості, що дозволяє з успіхом його вдосконалювати, зокрема в напрямку створення конструкції НШПП.

Серед робіт, у яких висвітлено результати теоретичних досліджень щодо підвищення подачі НШ були відмічені дослідження Рибкіна Є.О., Усова А.А., Юдіна Є.М. Чіняєва І.О., а також роботи Башти Т.М., які відрізняються теоретико-емпіричним підходом до проблеми підвищення подачі. Але існуючі теоретичні розробки не в повній мірі задовольняють сучасні вимоги щодо подальшого вдосконалення НШ, зокрема за подачею робочої рідини (РР).

Дослідження технічного рівня відомих конструктивних рішень вітчизняних і зарубіжних авторів показали, що рівень існуючих рішень, спрямованих на підвищення подачі, відповідає інженерному рівню й може бути охарактеризовано як екстенсивний напрямок розвитку конструкції НШ.

Здійснено нові підходи в розробці теоретичних основ підвищення подачі НШ, зокрема заплановано розробити спосіб цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів і розрахунку ЗЗ КВ НШ, які стали основою при розрахунку і конструюванні НШПП.

У **другому розділі** на основі проведеного аналітичного огляду сформульовані етапи рішення задачі підвищення технічного рівня шестеренного насоса за подачею на основі цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла.

У якості робочої гіпотези висунуте припущення про те, що використовуючи особливості процесу подачі НШ вдасться підвищити його подачу, щонайменше на 20...35% за рахунок зменшення від'ємної складової подачі НШ.

Розроблені етапи розв'язання поставленої мети і задач досліджень.

Обґрунтована програма експериментальних досліджень основних технічних характеристик НШ з підвищеною подачею, яка ґрунтується на подвійній природі процесу подачі РР. Основною метою експериментальних досліджень стала перевірка результатів теоретичних досліджень та дослідження працездатності експериментального НШ з підвищеною подачею за основними технічними параметрами.

Розробка критерію оцінки раціональних параметрів ЗЗ КВ НШ за подачею та отримання і дослідження його залежностей від геометричних параметрів ЗЗ дали змогу розробити методику визначення параметрів ЗЗ КВ і методику розрахунку ЗЗ КВ з параметрами, що забезпечують для даних умов максимальні функціональні показники НШ за подачею.

Програма експериментальних досліджень передбачала дослідження основних технічних характеристик НШПП: робочого об'єму насоса (РОН), номінального тиску, коефіцієнта подачі (КП), загаль-

ного та механічного ККД, подачі й потужності та проведення прискорених ресурсних стендових випробувань НШПП з метою визначення технічного ресурсу та експлуатаційних випробувань експериментального НШПП.

Третій розділ присвячений розробці й дослідженню вдосконаленої фізичної моделі і рівняння процесу подачі НШ.

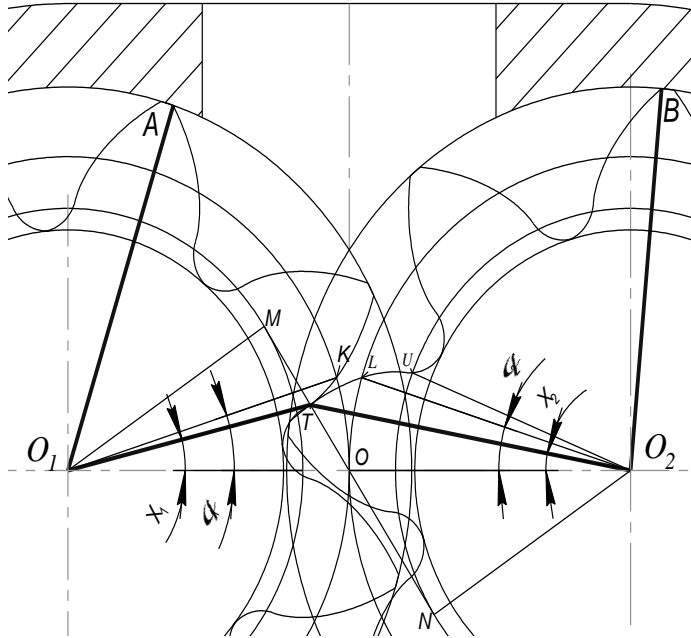


Рис. 1. Схема ЗЗ КВ для визначення миттєвої подачі НШ

Аналізуючи робочий процес подачі рідини за схемою зачеплення шестерень насоса, представленою рис. 1, встановлено, що подачу можливо розглядати як два процеси, які відбуваються одночасно. По-перше, при обертанні пластин O_1A і O_2B відбувається зменшення об'єму камери нагнітання, що сприяє процесу подачі й збільшенню швидкості нагнітання РР. По-друге при обертанні пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ відбувається збільшення об'єму камери нагнітання, що перешкоджає процесу подачі й знижує подачу РР.

У процесі роботи НШ пластини O_1A і O_2B не змінюють своїх геометричних розмірів, у той час, як кожна із пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ і сума довжин пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ змінюються в процесі обертання шестерень. Крім цього, сума довжин пластин O_1A і O_2B протягом всього циклу процесу подачі залишається більшою, ніж сума довжин пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$. Ця особливість і забезпечує процес подачі РР, оскільки швидкість зменшення об'єму камери нагнітання вища, ніж її збільшення.

Залежність довжин радіусів-векторів ρ_1 і ρ_2 від кута повороту ведучої шестерні - φ має вигляд:

$$\rho_1 = \sqrt{r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 r_{01}^2 + r_{01}^2}, \quad (1)$$

$$\rho_2 = \sqrt{r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_2 r_{02}^2 + r_{02}^2}. \quad (2)$$

Графіки залежностей (1) і (2) представлені на рис. 2 і рис. 3.

При збільшенні кута повороту на $\Delta\varphi$ зміну об'єму можна представити у вигляді

$$\Delta V \Delta \varphi = \frac{\Delta \varphi}{2} \cdot b \cdot \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 + \Delta \varphi r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \right. \\ \left. - \frac{r_1}{r_2} \left[r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta \varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right\}, \quad (3)$$

де R_{e1} і R_{e2} - радіуси вершин зубів шестерень, відповідно ведучої й веденої шестерень; R_{i1} і R_{i2} - радіуси кіл западин зубів відповідно ведучої й веденої шестерень; r_1 і r_2 - радіуси початкових кіл ЗЗ КВ відповідно ведучої й веденої шестерень; b - ширина шестерні.

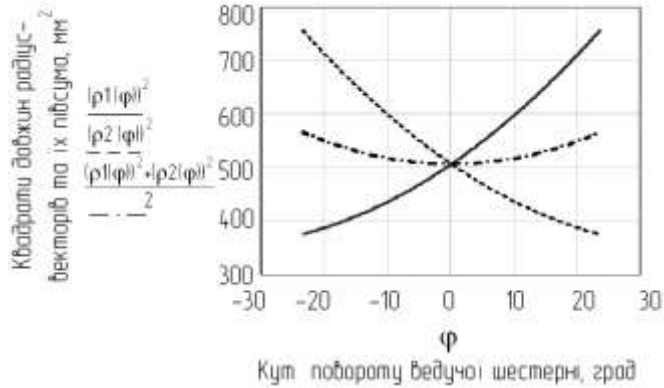
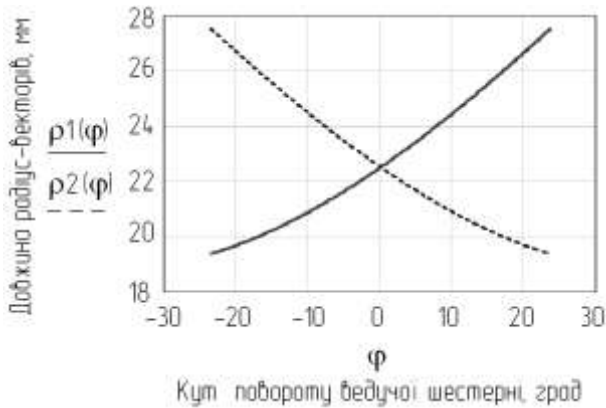


Рис.2. Характер зміни радіус-векторів, проведених із центрів шестерень у точку їхнього зачеплення для ведучої й веденої шестерень за умови, що $z_1 = z_2 = 8$

Рис.3. Характер зміни квадратів радіус-векторів, проведених із центрів шестерень у точку їхнього зачеплення для ведучої й веденої шестерень і напівсуми квадратів за умови, що $z_1 = z_2 = 8$

Середня подача за один радіан визначається як

$$VV_{cp} = b \cdot \frac{\Delta V \Delta \varphi}{\Delta \varphi} = \frac{1}{2} b \cdot \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 + \Delta \varphi r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \right. \\ \left. - \frac{r_1}{r_2} \left[r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta \varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right\}. \quad (4)$$

Миттєва подача визначається наступним чином

$$VV_{мит} \varphi = b \lim_{\Delta \varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta V(\Delta \varphi)}{\Delta \varphi}. \quad (5)$$

Для випадку $z_1 = z_2$, вираз для миттєвої подачі має вигляд

$$VV_{мит} \varphi = b \left(R_e^2 - r^2 - \varphi_1^2 r_{01}^2 \right), \quad (6)$$

або миттєва подача через диференціал складає

$$VV_{мит} \varphi = \frac{dV}{d\varphi} = b \left(R_e^2 - r^2 - \varphi_1^2 r_{01}^2 \right). \quad (7)$$

Отримані вирази (6) і (7) представляють собою залежність миттєвої подачі НШ від кута повороту ведучої шестерні.

Усереднену подачу від кута повороту знаходили відповідно до залежності

$$\langle VV(\varphi)_{\text{сум}} \rangle = \frac{d_0 b}{t_0} \int_{-\frac{t_0}{d_0}}^{\frac{t_0}{d_0}} (R_e^2 - r^2 - \varphi^2 r_0^2) d\varphi. \quad (8)$$

Проінтегрувавши залежність (8), одержали усереднену подачу за цикл роботи НШ

$$\langle VV(\varphi)_{\text{сум}} \rangle = b \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right). \quad (9)$$

Та вираз для робочого об'єму насоса (РОН)

$$V_{0\varphi} = 2\pi b \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right). \quad (10)$$

Запропонована вдосконалена фізична модель і рівняння процесу подачі РР НШ, суть якої полягає в тому, що процес подачі РР складається із двох процесів, що відбуваються одночасно: процесу зменшення об'єму, що сприяє процесу подачі РР і процесу збільшення об'єму, що перешкоджає процесу подачі. Різниця швидкостей цих процесів позитивна, що й забезпечує процес нагнітання РР НШ.

Одним з перспективних напрямків збільшення подачі є збільшення коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень (КВОВШ) НШ за рахунок зменшення від'ємної складової процесу подачі, при цьому відносні габаритні розміри насоса зменшуються.

Четвертий розділ присвячений виведенню і дослідженню залежності КВОВШ від параметрів 33 КВ, який використовували в якості критерію оцінки раціональних параметрів 33 КВ НШ. Проведено ґрунтовні теоретичні дослідження основних закономірностей поведінки КВОВШ в залежності від зміни параметрів 33 КВ шестерень НШПІ.

Геометрична сутність КВОВШ - K_{V_0} полягає в тому, що він визначає яку частину об'єму, що займають вінці шестерень, складає РОН. На рис. 4. представлена геометрична інтерпретація КВОВШ - K_{V_0} .

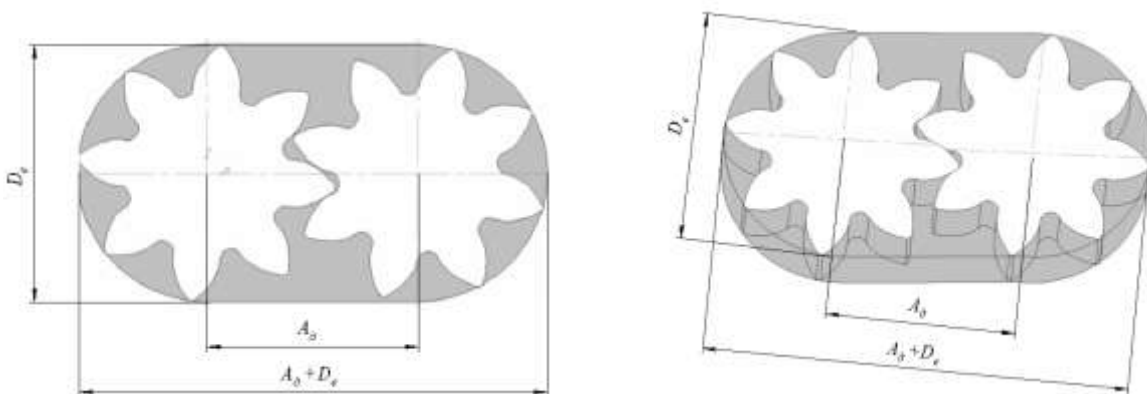


Рис.4. Схема для виведення рівняння КВОВШ K_{V_0} від параметрів 33 КВ НШ

Формула для визначення КВОВШ має вигляд

$$K_{vo} = \frac{\pi}{2} \frac{D_e^2 - A_o^2 - \frac{t_0^2}{3}}{D_e \cdot 0,25 \pi D_e + A_o} \quad (11)$$

Наступним етапом досліджень було вивчення залежності КВОВШ від таких параметрів, як зовнішній діаметр шестерень - D_e , міжцентрова відстань (МЦВ) - A_o , z - число зубів, m - модуль зачеплення, α_0 - кут вихідного профілю, χ - коефіцієнт висоти головки зуба. Виявити залежність КВОВШ від вказаних параметрів у явному вигляді не можливо, тому використовували чисельні методи досліджень. Окрім того, для більш детального аналізу поведінки КВОВШ досліджували й першу частинну похідну КВОВШ від відповідної змінної, яка представляла собою швидкість зміни КВОВШ. Отримані наступні залежності:

$$\frac{\partial K_{vo}}{\partial D_e} = \frac{\pi}{0,25 \pi D_e + A_o} - \frac{\pi}{2} \frac{\left(D_e^2 - A_o^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) 0,5 \pi D_e + A_o}{D_e^2 \cdot 0,25 \pi D_e + A_o^2}, \quad (12)$$

$$\frac{\partial K_{vo}}{\partial A} = \frac{-\pi A_o}{D_e \cdot 0,25 \pi D_e + A} - \frac{\pi \left(D_e^2 - A^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{2 D_e \cdot 0,25 \pi D_e + A^2}, \quad (13)$$

$$\frac{\partial K_{vo}}{\partial z} = \psi(z), \quad \frac{\partial K_{vo}}{\partial \alpha} = \lambda(\alpha), \quad \frac{\partial K_{vo}}{\partial \xi} = \theta(\xi), \quad \frac{\partial K_{vo}}{\partial \alpha_0} = \nu(\alpha_0), \quad \frac{\partial K_{vo}}{\partial \chi} = \varphi(\chi). \quad (14)$$

Графіки залежності КВОВШ від параметрів 33 КВ НШ відображені на рис. 5.

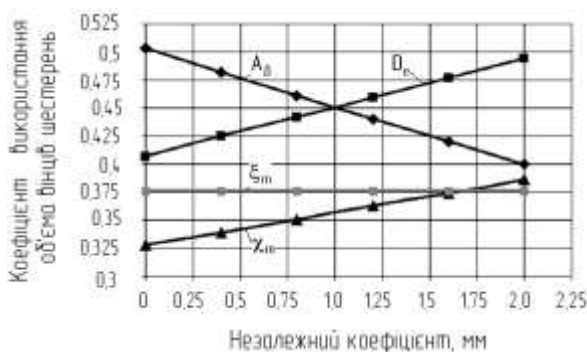


Рис.5. Графіки залежності КВОВШ K_{vo} від діаметра виступів вершин зубів D_e , міжцентрової відстані A_o , профільного зміщення - ξm і висоти головки зуба - χm

Аналіз графічних залежностей, представлених на рис. 5, показав, що найбільша середня швидкість зміни КВОВШ K_{vo} від МЦВ складає $0,051 \text{ мм}^{-1}$, від діаметру виступів вершин зубів - $0,043 \text{ мм}^{-1}$, від висоти головки зуба - $0,029 \text{ мм}^{-1}$ і профільного зміщення - 0.

Задача цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів 33 КВ у напрямку підвищення подачі зводилася до пошуку абсолютного екстремуму функції багатьох змінних у заданій області.

Встановлено, що вказані екстремальні значення приймаються функцією або на границі області, яка визначається заданими обмеженнями величин, або в критичних точках, в яких відповідні частинні похідні дорівнюють 0 і які відповідають накладеним обмеженням.

Отже, алгоритм цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів 33 КВ може бути представлений у вигляді необхідних умов екстремуму функції K_{vo} (11) і границями обмежень на параметри існування 33 КВ НШ

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial K_{vo}}{\partial De} = 0; \frac{\partial K_{vo}}{\partial A} = 0; \frac{\partial K_{vo}}{\partial z} = 0; \frac{\partial K_{vo}}{\partial \alpha} = 0; \frac{\partial K_{vo}}{\partial \xi} = 0; \frac{\partial K_{vo}}{\partial \alpha_0} = 0; \frac{\partial K_{vo}}{\partial \chi} = 0; \\ 6 < z < 35; 0 < S_e < 0,2m; \varepsilon \geq 1; -0,7 \leq \xi \leq 0,9; 10^0 \leq \alpha \leq 40^0; \\ \rho_L < \rho_p; G \leq A + D_e; \frac{D_i - d_z}{2} \geq h. \end{array} \right. \quad (15)$$

Система (15) дає змогу знайти раціональні параметри 33 КВ, що забезпечують максимальне значення КВОВШ і подачі для даних умов.

Розрахунки за даним алгоритмом дозволили отримати 33 КВ, КВОВШ якого вищий в порівнянні з базовим варіантом на 31,6% (при $m=4$, $z=12$ і $\alpha_0=20^0$) і на 39,5% (при $m=5$, $z=8$ і $\alpha_0=20^0$).

Це стало можливим завдяки тому, що розрахунок 33 КВ за запропонованим способом дозволяє збільшити подачу НШ шляхом збільшення зовнішнього діаметру шестерень при одночасному відносному зменшенні габаритних розмірів 33 КВ, що й призводить до зростання КВОВШ, а разом з тим і подачі НШ.

У **п'ятому розділі** наведені методики і результати експериментальних досліджень працездатності НШПП, які полягають у визначенні основних технічних характеристик насоса та перевірці ступеня збігу між результатами теоретичних й експериментальних досліджень.

В якості базових варіантів для порівняння використовувалися два типорозміри насосів, а саме насос другого типорозмірного ряду - НШ-20 Г і насос третього типорозмірного ряду – НШ 32УК-3.

При виборі вихідних параметрів для розрахунку 33 КВ експериментальних насосів враховувалися вимоги виробників, що дає можливість при мінімальних витратах впровадити результати досліджень у виробництво.

На першому етапі спроектовано НШПП на базі насоса НШ-20Г при збереженні МЦВ та зменшенні кількості зубів шестерень з $z_c = 10$ до $z_e = 8$. Розрахунок 33 КВ для експериментального насоса НШ-20 ПП дав можливість збільшити КВОВШ до значення $K_{vo} = 0,3828$, що на 36,7 % вище, ніж у серійного насоса, а РОН до $V_o = 32,0 \text{ см}^3$, що на 57,6% більше, ніж у серійного насоса. Таке істотне підвищення КВОВШ і РОН дозволяє перейти насосам другого типорозмірного ряду в наступний третій ряд при збереженні корпусних деталей попереднього другого типорозмірного ряду. На рис. 6 для порівняння представлені серійні насоси НШ-20 Г і НШ 32УК-3 й експериментальний НШ-20 ПП.

На рис. 6. показано, що експериментальний НШ-20 ПП маючи такий самий РОН, як у серійного насоса НШ 32УК-3 третього типорозмірного ряду вписується в корпус насоса, що відповідає другому типорозмірному ряду.

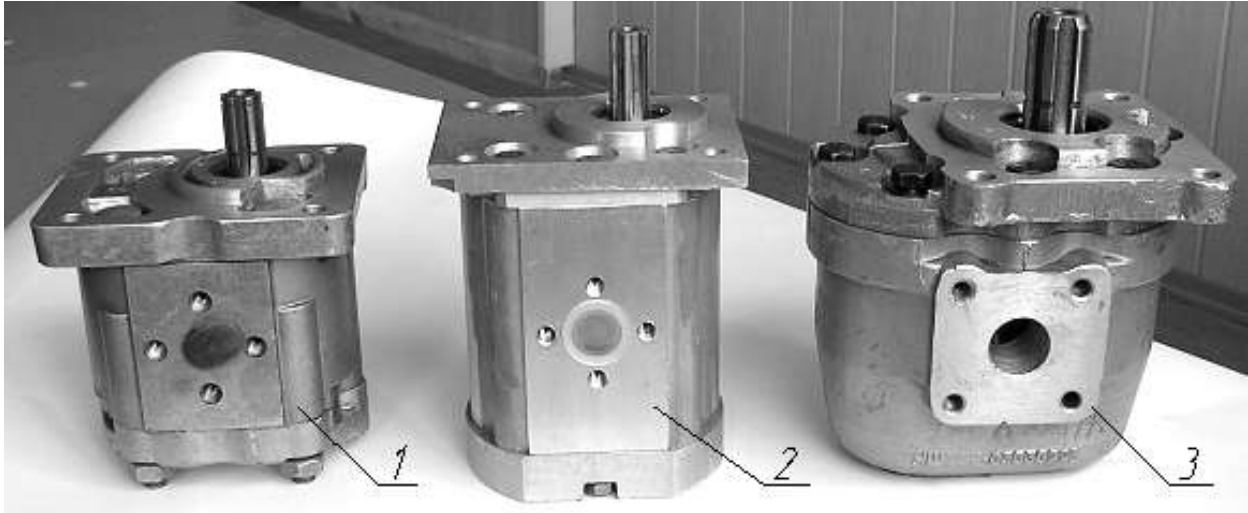


Рис.6. Серійні і експериментальний насоси:

1- насос НШ-20 Г, 2 - насос НШ-20 ПП, 3 - насос НШ 32УК-3

На другому етапі при проектуванні експериментального НШ-32 ПП зважаючи на вимоги підприємства виробника залишили без зміни МЦВ - $A = 45 \text{ мм}$, а кількість зубів збільшили з $z_c = 8$ до $z_c = 10$, що не дало можливість максимально підвищити КВОВШ. Однак методика розрахунку 33 КВ, яка пропонується, все ж дозволяє збільшити КВОВШ до значення $K_{v_0} = 0,3323$, що на 10,7 % вище, ніж у серійного насоса, а РОН до $V_0 = 36,456 \text{ см}^3$, що на 14% більше, ніж у серійного насоса. Вищевказані обмеження були прийняті, оскільки дозволяють максимально наблизити пропоновану конструкцію НШПП до впровадження на Кіровоградському ВАТ «Гідросила».

Цілеспрямований пошук раціональних параметрів 33 КВ за пропонованою методикою здійснений при наявності певних обмежень на геометричні параметри НШ. Такими інтегральними обмежуючими чинниками є: з одного боку обмеження зовнішніх габаритних розмірів 33 КВ, що забезпечується довжиною більшої осі для насоса G , а з іншого - обмеження внутрішніх габаритних розмірів, що забезпечується діаметром цапфи шестерні і шириною торцевого ущільнювального паска h .

Порівнюючи результати розрахунків 33 КВ із раціональними параметрами бачимо, що для насосів другого типорозмірного ряду - НШ-20 ПП основні показники подачі КВОВШ виросли на 49%, а для насосів третього типорозмірного ряду НШ-32 ПП на 37,5 % у порівнянні із серійними.

Порівняльний аналіз результатів експериментального визначення РОН з розрахунковими, що наведені в табл. 1, показав незначну розбіжність результатів, що не перевищує 0,35%. Це є підтвердженням того, що результати теоретичних досліджень з високим ступенем точності відповідають реальним процесам, що відбуваються в процесі роботи НШ.

Порівняльний аналіз результатів визначення робочого об'єму експериментального насоса теоретичним і експериментальним методами

Типорозмір шестеренного насоса	Методика визначення робочого об'єму насоса		Відносне розходження %
	теоретичний (розрахунковий) по аналітичним залежностям	експериментальний на стенді для випробування насоса	
НШ-20 ПП, см ³	32,0	31,90	0,3125
НШ-32 ПП, см ³	36,456	36,33	0,3456

Результати дослідження залежності КП експериментального НШ-32 ПП від тиску, представлені

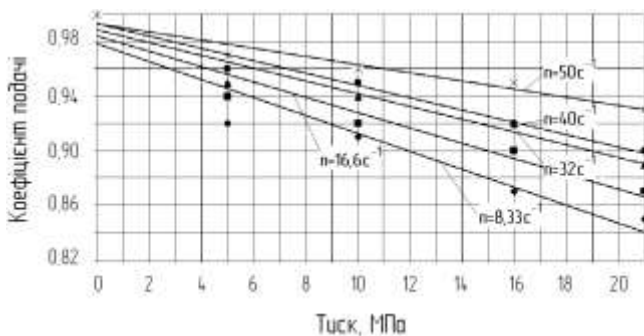


Рис. 7. Графіки залежності КП експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП від тиску - р для різних значень частоти обертання - n

Рис. 7. Графіки залежності КП експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП від тиску - р для різних значень частоти обертання - n

Рис. 8. Графік загального ККД від тиску для експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП

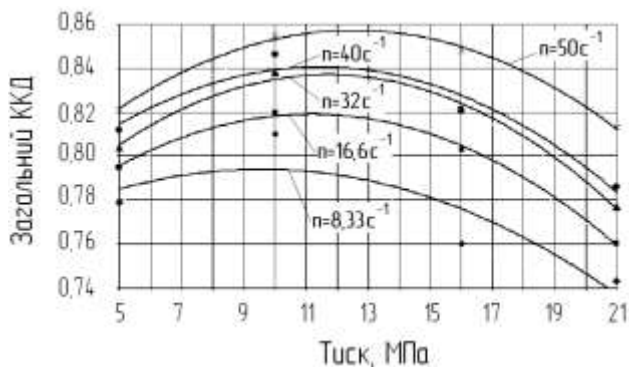


Рис. 8. Графічна залежність загального ККД від тиску для експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП

З аналізу даних, представлених на рис. 9, встановлено, що механічний ККД НШ не залежить від його частоти обертання. Крива, представлена на рис. 9, за своєю формою може бути апроксимована кривою другого порядку (параболою), спрямованою вершиною догори, з оптимумом, що лежить у межах $p=12...17$ МПа. Порівнюючи отриману криву із кривою механічного ККД серійного насоса, можливо зазначити, що вони ідентичні як за формою, так і за величиною.

на рис 7. Отримані графіки підтверджують, що із збільшенням тиску КП НШ знижується за лінійною залежністю аналогічно серійному насосу. Встановлено, що зі збільшенням частоти обертання насоса швидкість зниження КП зменшується.

Результати експериментального дослідження залежності загального й механічного ККД експериментального насоса НШ-32 ПП від тиску представлені на рис. 8 і рис. 9. На рис. 8 показано, що загальний ККД досягає максимуму при тиску 11...14 МПа. При цьому вищим обертам відповідають більші значення загального ККД. Наведені залежності як по якісним, так і по кількісним параметрам відповідають серійним насосам.

Рис. 9. Графік механічного ККД від тиску для експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП

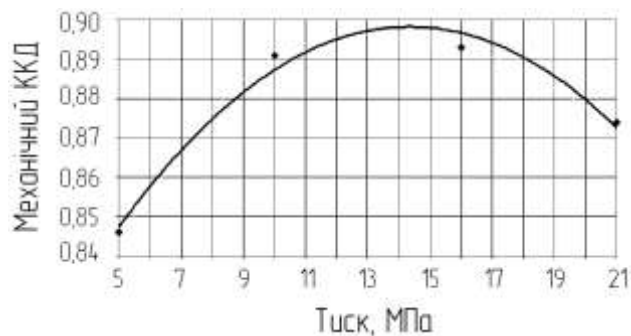


Рис. 9. Графік залежності механічного ККД від тиску для експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП

При дослідженні подачі знаходили залежності подачі експериментального НШПП від тиску, що створює насос.

Отримані експериментальні залежності представлені у вигляді графіків на рис 10, з яких виявлено, що геометрична подача не залежить від тиску, що розвивається НШ, а визначається РОН і частотою обертання НШ. На відміну від теоретичної - фактична подача залежить від тиску, що розвивається НШ, оскільки із зростанням тиску зменшується КП НШ, що на рис. 10 відображається різницею між теоретичною і фактичною подачею.

За результатами дослідження залежності потужності, що розвивається експериментальним насосом, від тиску побудовані графіки для різних частот обертання насоса, представлені на рис. 11.

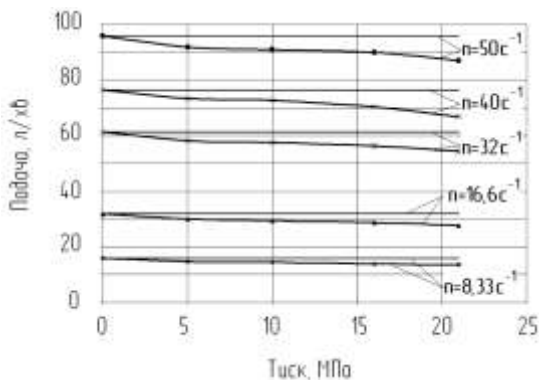


Рис.10. Графіки залежності геометричної і фактичної подачі НШ-32 ПП від тиску

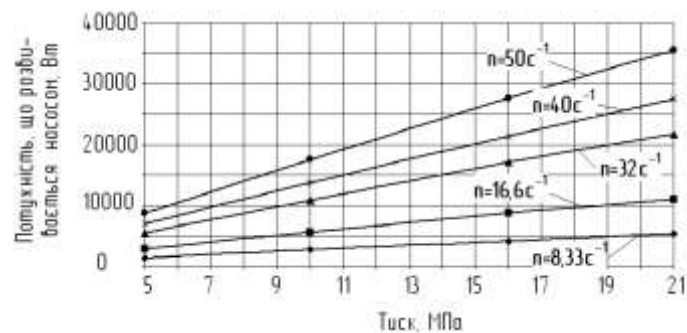


Рис.11. Графіки залежності потужності експериментального насоса НШ-32 ПП від тиску для різних значень частоти обертання

Аналізуючи графічні залежності потужності від тиску, що представлені на рис. 10, виявлено, що потужність, яку розвиває насос, лінійно залежить від тиску. Крім цього, із зростанням частоти обертання насоса, що відповідає збільшенню подачі насоса, потужність його також зростає за лінійною залежністю.

Результати прискорених стендових випробувань експериментального НШ- 32 ПП показали, що гамма - процентний ресурс ($\gamma=90\%$) експериментального НШ-32 ПП становить 3003,0 години, що практично співпадає з гамма-процентним ресурсом серійного НШ насоса, який становить 3000 годин.

Експериментальні насоси типу НШ-32 ПП були поставлені на експлуатаційні випробування на гідросистемі різних сільськогосподарських машин у фермерському господарстві „Лан” Гайворонського району Кіровоградської області. За експериментальними насосами під час експлуатаційних випробувань проводяться спостереження: періодично, не менше одного разу за півроку, проводиться перевірка технічного стану насоса. Всі шість насосів, поставлених на експлуатаційні випробування, перебувають у працездатному стані, забезпечують тиск, подачу й КП відповідно до технічних вимог.

При визначенні основних технічних характеристик НШПП похибка не перевищувала 5%. Це підтверджує, поряд з вибором експериментального обладнання і перевірених методик, достовірність експериментальних досліджень.

В шостому розділі за результатами теоретичних і експериментальних досліджень була створена методика й алгоритм розрахунку ЗЗ КВ із раціональними параметрами, що дозволяє створювати НШ із максимальним для заданих умов проектування КВОВШ і подачею. Ґрунтуючись на розробленій концепції була запропонована конструкція НШПП на базі серійного насоса НШ 32УК-3, що значно знизило собівартість виготовлення експериментального зразка, а також дозволило коректно порівнювати експериментальний зразок НШПП з серійним насосом.

Розраховане за пропонованою методикою ЗЗ КВ і відповідна конструкція НШПП дозволяє істотно підвищити КВОВШ і подачу без зміни габаритних розмірів і маси насоса. Результати досліджень реалізовані на прикладі вдосконалення насоса НШ 32УК-3.

На рис. 12 представлено конструкцію і деталі експериментального НШ-32ПП.

КВОВШ експериментального насоса зріс до значення 0,3323, що на 11% більше, ніж у серійного насоса, а РОН сягнув значення $36,33 \text{ см}^3$, що на 14,6 % більше ніж у серійного.

Певні обмеження, які були накладені при проектуванні насоса НШ-32 ПП підприємством-виробником Кіровоградське ВАТ «Гідросила»: залишити без зміни МЦВ $A = 45 \text{ мм}$, збільшити кількість зубців шестерень з $z_c = 8$ до $z_e = 10$ не дозволили досягти максимально можливих значень КВОВШ.

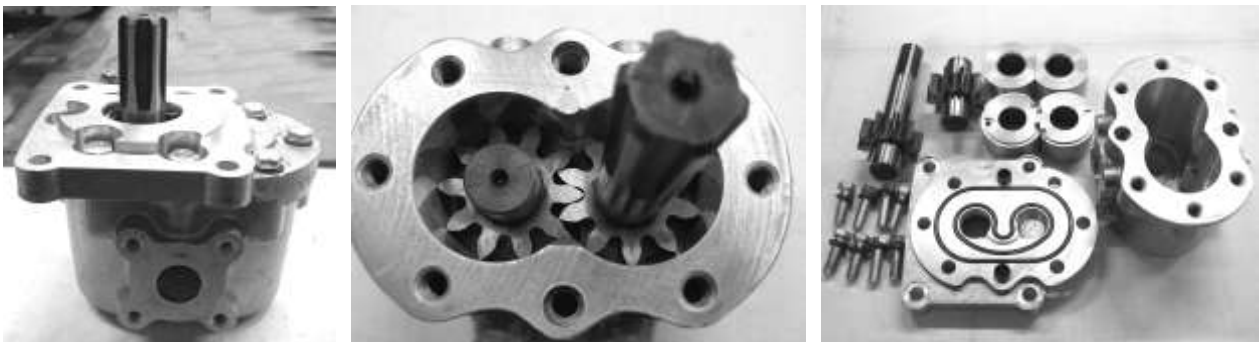


Рис. 12. Конструкція й деталі експериментального шестеренного насоса з підвищеною подачею - НШ-32 ПП

У розділі була запропонована вдосконалена залежність для розрахунку навантаження гідравлічних сил на шестерні, що дозволило підвищити точність розрахунку й урахувати особливості кожного конкретного ЗЗ КВ НШ.

Базуючись на запропонованій залежності було адаптовано конструкцію експериментального НШ-32 ПП з метою приведення РОН експериментального до рівня базового насоса (табл. 2) Аналізуючи результати розрахунків, представлені у табл. 2, бачимо, що при приведенні РОН експериментального насоса до рівня серійного шляхом зменшення ширини шестерні до 19 мм, навантаження на цапфи шестерень зменшуються на 13 %. Це надає право пропорційно зменшити довжину цапф шестерень із 54 мм до 47 мм, що дозволяє зменшити висоту всього насоса на 10 мм.

Основні технічні характеристики адаптованого експериментального шестеренного насоса НШ-32 ПП у порівнянні з серійним насосом

Найменування технічних параметрів	Технічні параметри	
	серійного насоса	експериментального насоса
1. Марка шестеренного насоса	НШ 32УК-3	НШ-32 ПП
2. Діаметр шестерень, D_e , мм	55,0	56,0
3. Діаметр цапф, d_z , мм	25	25
4. Довжина більшої вісі $G = A + D_e$, мм	100	101
5. КВОВШ - K_{Vo} , (%)	0,300 (100%)	0,3323 (111%)
6. Робочий об'єм насоса, V_o , см ³	31,7	31,7
7. Ширина шестерень, b , мм	22,0	19,0
8. Номінальний тиск, МПа	16,0	16,0
9. Довжина цапф сумарна 27 x 2, мм	54	54
10. Навантаження на шестерні, Н	17600	15352
11. Питоме навантаження на цапфи шестерень до корегування їх довжини, МПа	13,04	11,37
12. Довжина цапф після корегування сумарна, мм	54	47
13. Питоме навантаження на цапфи шестерень після корегування їх довжини, МПа,	13,04	13,07

Очікуваний економічний ефект від впровадження пропонованої конструкції насоса НШ-32 ПП складає 24,24 грн. з розрахунку на 1 насос.

Таким чином, за результатами теоретичних експериментальних і конструкторських досліджень була створена концепція, методика й алгоритм проектування НШПП.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації розв'язана науково-практична задача - підвищення технічного рівня шестеренного насоса збільшенням його функціональних можливостей за подачею на основі вдосконаленої фізичної та математичної моделі робочого процесу шляхом цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса, що забезпечує максимальне значення коефіцієнту використання об'єму вінців шестерень.

Проведені в дисертаційній роботі дослідження дозволяють сформулювати наступні висновки:

1. Аналіз літературних джерел показав, що відомі залежності не повною мірою пояснюють процес подачі робочої рідини в шестеренному насосі. Існуючі теоретичні дослідження і конструкторські рішення не забезпечують сучасні вимоги по подальшому підвищенню подачі. Більш того, відсутня постановка задачі по подальшому підвищенню подачі. Все це стримує подальший розвиток шестеренного насоса в цьому напрямку.

2. Запропоновані вдосконалена фізична модель і рівняння робочого процесу шестеренного насоса, з яких встановлено, що процес подачі робочої рідини складається з двох процесів: процесу зменшення об'єму, який сприяє процесу подачі робочої рідини і процесу збільшення об'єму, що перешко-

джає процесу подачі. Різниця швидкостей цих процесів позитивна, що і забезпечує подачу робочої рідини шестеренного насоса. Це дозволило збільшити подачу шестеренного насоса за рахунок зменшення від'ємної складової процесу подачі.

3. Запропоноване рівняння процесу подачі дозволило пояснити пульсуючий характер миттєвої подачі шестеренного насоса особливостями зміни радіус-векторів, що сполучають центри шестерень з точкою зачеплення при своєму обертанні.

4. В якості критерію оцінки раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса за подачею було запропоновано використовувати коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень. Дослідження розробленої залежності коефіцієнту використання об'єму вінців шестерень від параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла дало можливість встановити рейтинг параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла за ступенем їх впливу на коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень. Результати досліджень дозволили визначити в яких інтервалах слід змінювати вихідні параметри зубчатого зачеплення качаючого вузла, щоб досягти максимального значення коефіцієнту використання об'єму вінців шестерень.

5. Запропоновано алгоритм цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла шестеренного насоса, на основі якого була розроблена методика розрахунку зубчатого зачеплення качаючого вузла, дозволяє підвищити подачу шестеренного насоса не менше, ніж на 20...35%. Це стало можливим завдяки тому, що запропонована методика дозволяє удосконалювати параметри зубчатого зачеплення качаючого вузла у напрямі зростання подачі і одночасного зменшення габаритних розмірів шестеренного насоса.

6. Результати порівняльного аналізу розрахункового і експериментального визначення робочого об'єму насоса показали, що максимальна розбіжність між ними не перевищує 0,35%. Розбіжність між теоретичними і фактичним значенням функціональних показників: тиску, подачі, загального і механічного ККД і технічного ресурсу експериментального шестеренного насоса підвищеної подачі не перевищувала 5 %, що є підтвердженням достовірності теоретичних досліджень.

7. Стендові і експлуатаційні дослідження шестеренних насосів підвищеної подачі підтвердили їх високу працездатність, яка не поступається серійним зразкам, як по основних технічних характеристиках, так і по ресурсу, що є необхідною умовою для подальшої реалізації проекту і його впровадження у виробництво.

8. Ґрунтуючись на результатах теоретичних і експериментальних досліджень, була розроблена методика розрахунку параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла з раціональними параметрами, на основі якої розроблено конструкцію шестеренного насоса з підвищеною подачею.

9. Адаптація параметрів шестеренного насоса з підвищеною подачею до умов виробництва Кіровоградського ВАТ «Гідросила» дозволила знизити габарити і масу насоса близько 10%. Пропонована конструкція НШ-32 ПП рекомендована до впровадження на Кіровоградському ВАТ „Гідросила”.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1 Осин Р.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса / [Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, А.А. Матвиенко] // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету /Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування автоматизація/. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – Вип.21. – С. 253–262.

Здобувачем запропонована вдосконалена фізична модель і рівняння процесу подачі шестеренного насоса, використання якої дозволило підвищити подачу шестеренного насоса.

2 Осин Р.А. Анализ известных методов повышения подачи шестеренных насосов / Р.А. Осин, Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, А.А. Матвиенко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету /Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування автоматизація/. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – Вип.22. – С. 289–300.

Здобувачем проведено аналітичний огляд існуючих літературних джерел щодо збільшення подачі шестеренного насоса в теоретичних, експериментальних та конструкторських рішеннях.

3 Осин Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насосу типу НШ від параметрів зубчатого зачеплення / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Т.В. Руденко, В.І. Гуцул, Р.А. Осин // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету /Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування автоматизація/. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – Вип.23. – С. 378–390.

4 Осин Р.А. Повышение удельной подачи шестеренного насоса / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, Р.А. Осин // Motrol Motorization and Power Industry in Agriculture/. – Simferopol – Lublin, 2009. – Volume 11 A – S. 193-206.

Здобувач дослідив залежність коефіцієнта використання об'єму вінців шестерень, що дозволило досягти його максимального підвищення та подачі шестеренного насоса шляхом цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення качаючого вузла.

5 Осин Р.А. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, С.О. Магопєць, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, О.В. Бєвз // Патент на корисну модель (Україна) №29840/. від 25.01.2008р. В23Р 6/00

Здобувач запропонував конструкцію зубчатого зачеплення качаючого вузла із зменшеною міжцентровою відстанню.

6 Осин Р.А. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, Р.А. Осин, А.В. Кропівна, К.Ю. Кулешкова // Патент на корисну модель (Україна) №40093/. від 25.03.2009р. F04C 14/00

Здобувач запропонував використовувати зубчате зачеплення качаючого вузла із зменшеною міжцентровою відстанню, параметри якого визначають у відповідності до міжцентрової відстані, кута зачеплення та інших параметрів.

АНОТАЦІЇ

Осін Р.А. - Підвищення подачі шестеренного насоса вдосконаленням параметрів качаючого вузла. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2010.

Дисертація присвячена підвищенню технічного рівня шестеренного насоса шляхом підвищення його подачі.

Теоретичними дослідженнями було отримано і досліджено вдосконалену фізичну модель і рівняння процесу подачі шестеренного насоса, особливістю якої є подвійна природа процесу подачі.

Дослідження залежності коефіцієнту використання об'єму вінців шестерень дозволили визначити параметри зубчатого зачеплення, що мають на нього найбільший вплив, що дало змогу визначити напрям подальших досліджень. Запропонований алгоритм цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зубчатого зачеплення дозволив істотно (не менш, ніж на 20...35%) підвищити коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень і подачу шестеренного насоса.

Експериментальні дослідження мали за мету дослідження працездатності шестеренного насоса з підвищеною подачею, а також перевірку ступеня збігу результатів теоретичних й експериментальних досліджень.

Основні наукові положення і результати дисертаційної роботи мають, як наукову, так і практичну значимість і лягли в основу методики розрахунку і проектування шестеренного насоса з підвищеною подачею, а також знайшли використання в навчальному процесі.

Результати роботи передані для впровадження на Кіровоградський ВАТ «Гідросила». Очікуваний економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції НШ – 32 ПП при програмі 250 тис. у рік становить 5,31 млн. грн.

Ключові слова: Робочий процес, шестеренний насос, методика розрахунку і проектування, качаючий вузол, коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень.

Осин Р.А. Повышение подачи шестеренного насоса совершенствованием параметров качающего узла. – Рукопись.

Диссертация на получение ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2010.

Диссертация посвящена повышению технического уровня шестеренных насосов путем разработки и исследования шестеренного насоса с повышенной подачей (НШПП).

Разработка конструкции НШПП позволила повысить технический уровень шестеренного насо-

са (НШ), что дает возможность повысить распространенность НШ на рынке объемных насосов, благодаря тем преимуществам, которыми он обладает. Таким образом, научные исследования, связанные с разработкой и исследованием НШПП, являются своевременными и актуальными.

Анализ теоретических исследований повышения подачи, методов расчета зубчатого зацепления (ЗЗ), а также технического уровня конструкторских решений показал, что уровень известных методов повышения подачи НШ не соответствует современным требованиям.

Была предложена усовершенствованная физическая модель и уравнение процесса подачи НШ, исходной посылкой которой является двойственная природа процесса подачи рабочей жидкости (РЖ) в НШ, сущность которого заключается в том, что в процессе подачи одновременно происходят два противоположных процесса: процесс, уменьшающий объем, который способствует нагнетанию РЖ и процесс увеличения объема, который препятствует процессу подачи РЖ в НШ.

Предложенный подход к пониманию работы НШ дал возможность увидеть перспективные направления увеличения подачи - путем уменьшения отрицательной составляющей процесса подачи.

Для оценки технического уровня НШ по подаче было предложено использовать коэффициент использования объема венцов шестерен (КИОВШ), который представляет собой отношение рабочего объема насоса к объему, который занимают венцы шестерен. Результаты исследования зависимости КИОВШ от параметров ЗЗ качающего узла НШ позволили определить параметры ЗЗ КВ, которые оказывают наибольшее влияние на КИОВШ и определить направление дальнейших исследований, что позволило достичь повышения КИОВШ и подачи НШ.

Завершающей стадией теоретических исследований была разработка алгоритма целенаправленного поиска рациональных параметров ЗЗ КВ. В качестве критерия технического уровня НШ по подаче в процессе поиска рациональных параметров ЗЗ КВ использовали КИОВШ, что дало возможность определить такие параметры ЗЗ КВ шестерен, при которых КИОВШ приобретает максимальное значение при заданных условиях, а НШ максимальную подачу.

Проделанный комплекс теоретических исследований позволил разработать методику расчета ЗЗ КВ шестерен НШ, использование которой позволило повысить существенным образом, не менее чем на 20...35 %, КИОВШ и подачу НШ.

Экспериментальные исследования имели своей целью проверку степени совпадения результатов теоретических и экспериментальных исследований. Помимо этого экспериментальными методами исследовали работоспособность НШПП. Экспериментальному исследованию подвергались основные технические характеристики насоса: развиваемое насосом давление, рабочий объем насоса, подача, мощность, коэффициент подачи, общий и механический КПД, а также ресурс НШ. Заключительным этапом экспериментальных исследований стали эксплуатационные испытания, которые подтвердили высокую работоспособность НШПП.

Основываясь на результатах теоретических и экспериментальных исследований была разработана методика расчета ЗЗ КВ с рациональными параметрами по подаче, а также концепция и практичес-

кие рекомендации к проектированию НШПП, позволяющие не менее чем на 20...35 % повысить подачу по сравнению с серийными НШ.

Основные научные положения и результаты диссертационной работы имеют, как научную, так и практическую значимость при расчете и проектировании НШПП, а также нашли использование в учебном процессе. Результаты работы переданы для внедрения на Кировоградский ВАТ «Гидросила». Ожидаемый экономический эффект от внедрения предлагаемой конструкции НШ - 32 ПП при программе 250 тыс. в год и капитальных затратах на его внедрение в производство 5,0 млн. грн., составляет 5,31 млн. грн.

Ключевые слова: Рабочий процесс, шестеренный насос, методика расчета и проектирования, качающий узел, коэффициент использования объема венцов шестерен.

Osin R.A. “Rising of cog-wheel pump serve by perfection of parameters of rocking knot” – the Manuscript.

The dissertation on the competition of scientific degree of Candidate of Technical Sciences on speciality 05.05.17 – Hydraulic machines and hydropneuaggregate. – National technical university «Kharkiv polytechnic institute», Kharkiv – 2010.

Dissertation is devoted the increase of technical level of cog-wheel pumps by the increase of its feeding.

By theoretical researches it was got and investigated the physical model and equalization of feeding process of cog-wheel pump, the feature of which is binary nature of feeding process.

Research of dependence of gears rim volume employment factor allowed to definite the gear engagement which create most influence on its, that enabled to define the direction of subsequent researches. The algorithm of purposeful search of rational gear engagement is enabled substantially (no less what on 20...35 %) to promote the gears rim volume employment factor and the serve of cog-wheel pump.

Experimental researches had for an object the research of cog-wheel pump capacity with an rising specific serve and also checking of degree of coincidence between the results of theoretical and experimental researches.

The basic scientific aspects and the results of the dissertation work have both scientific and practical importance at calculation and designing of the cog-wheel pump with an rising specific serve, and in the educational process.

The results of the work are transmitted to Kirovograd Open Society “Hydrosila”. The technical and economic estimation of the results after introducing the developed design of the pump НШ – 32 ПП has stated that the economic benefit can make more than 5,31 million UAH at the program of 250 thousand pumps that will enable to receive essential economic effect in our country.

Keywords: Working process, cog-wheel pump, method of calculation and planning, rocking a knot, coefficient of the use of volume of crowns of cog-wheels.

Підписано до друку 20.12.2010. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Надруковано на різнографі. Умов. друк. арк. 0,9.
Замов. № 563/2010. Тираж 100 прим.

© РВЛ КНТУ, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8.
Тел. (0522) 390-541, 559-245, 390-551.