

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Каплун Ігор Петрович

УДК 621.662-592.2

**ВДОСКОНАЛЕННЯ ФОРМИ НАПРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЛОГАБАРИТНОЇ
НАСОСНОЇ СТУПЕНІ ШНЕКОВОГО ТИПУ**

05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми - 2007

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Сумському державному університеті

Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник -

кандидат технічних наук, професор
Євтушенко Анатолій Олександрович,
Сумський державний університет,
зав. кафедри прикладної гідроаеромеханіки.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

Гнесін Віталій Ісайович,

Інститут проблем машинобудування НАН України,
зав. відділу аерогідромеханіки;

кандидат технічних наук, доцент

Дранковський Віктор Едуардович,

Національний технічний університет України
"Харківський політехнічний інститут",
доцент кафедри гідромашин.

Провідна установа -

Національний технічний університет
"Київський політехнічний інститут"

Захист відбудеться 31 травня 2007 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Сумського державного університету (м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2).

Автореферат розісланий "27" квітня 2007 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

Савченко Є.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У зв'язку зі зростанням попиту на нафту спостерігається інтенсифікація її видобутку у переважній більшості нафтоносних регіонів світу. У найближчому до України великому нафтовидобувному регіоні – Російській Федерації, де за 2006 рік видобуто 480 млн т нафти, до 90 % продуктивних свердловин експлуатуються з використанням систем підтримки пластового тиску (ППТ). Суть ППТ полягає у закачуванні в продуктивний пласт витісняючого агента за певними схемами. В основному використовується мінералізована вода підземних джерел у зв'язку з високою ефективністю її застосування. За статистикою для видобутку 1 т нафти необхідно закачати в продуктивний пласт у різних випадках від 5 до 9 м³ води. Для підйому останньої найчастіше використовуються свердловини з умовними габаритами 5, 5А та 6 з внутрішніми діаметрами обсадних труб відповідно 121,7, 130 та 144,1 мм. З огляду на вищенаведені об'єми видобутку очевидною є значна потреба нафтогазового комплексу у високовитратному занурюваному насосному обладнанні для свердловин малого діаметра (менше 150 мм), яке дало б змогу використовувати меншу кількість насосів у свердловинах меншого діаметра при збереженні об'ємів видобутку, забезпечуючи тим самим значний економічний ефект.

На даний час для підйому пластової води широко застосовуються установки типу УЭЦН, укомплектовані насосами з відцентровими та діагональними ступенями. Останні в умовах обмежених радіальних габаритів і необхідності забезпечення високих подач мають значні осьові розміри та лопатеві системи складної форми. Масове виробництво таких ступеней досить складне, а в деяких випадках і технологічно неможливе, тому їх максимальні подачі обмежені. Перехід до суттєво вищих значень подач при збереженні радіальних габаритів може забезпечити лише використання осьових ступеней, зокрема й створених на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету (СумДУ) малогабаритних ступеней шнекового типу, які мають ряд переваг порівняно з відцентровими (висока технологічність, зменшені осьові розміри та ін). Основним фактором, який стримує широке застосування названих ступеней, є незадовільна форма їх напірної характеристики, яка має розрив і ділянку нестабільності, що при пологій або змінній характеристиці мережі може призвести до появи різких коливань подачі та тиску і спричинити поломку насоса або розрив трубопроводів. Усунення западаючої ділянки на напірній характеристиці досліджуваної ступені дозволить, з одного боку, розширити її робочий діапазон, а з іншого – створить передумови для розроблення типорозмірного ряду свердловинних насосів на її основі.

Таким чином, задача вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу є актуальною і практично значущою.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Дисертаційна робота виконувалась у відповідності

до плану науково-дослідних робіт (НДР) кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ. Основні наукові розробки реалізовано при виконанні держбюджетної НДР за темою 80.01.05.03-05 д/б „Наукові основи технічного забезпечення енергозберігаючих технологій у гідропневмосистемах” (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0103U000769).

Мета і задачі дослідження. Мета роботи - вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу та розроблення науково-методичних рекомендацій щодо її проектування.

Для досягнення поставленої мети сформульовані такі задачі:

- розроблення фізичної моделі течії в каналах ступені при знижених подачах;
- пошук геометричних параметрів проточної частини ступені, які визначально впливають на форму її напірної характеристики;
- визначення оптимального поєднання геометричних параметрів проточної частини ступені, яке забезпечує стабільність її напірної характеристики;
- розроблення науково - методичних рекомендацій щодо проектування малогабаритних ступеней шнекового типу з вдосконаленою формою напірної характеристики та їх перевірка.

Об'єкт дослідження - робочий процес малогабаритної ступені шнекового типу у складі багатоступеневого свердловинного насоса.

Предмет дослідження - формування стабільної напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу під впливом зміни геометричних параметрів її проточної частини.

Методи дослідження. При вирішенні поставлених задач використовувалися метод чисельного моделювання та експериментальний метод.

Чисельне моделювання течії в каналах малогабаритної ступені шнекового типу проводилося за допомогою університетської версії програмного комплексу ANSYS CFX (<http://www.ansys.com/products/cfx>) з обмеженим терміном дії, наданого в пробну експлуатацію ВАТ “ТЕСІС” (м. Москва).

Фізичний експеримент, як складова частина проведеного дослідження, передбачав випробування малогабаритної ступені шнекового типу на експериментальному стенді. Достовірність отриманих експериментальних даних забезпечувалася використанням загально визнаної в практиці насособудування методики проведення відповідних випробувань, а також допустимою похибкою виміру фізичних параметрів.

Наукова новизна отриманих результатів:

- запропонована фізична модель течії у каналах досліджуваної ступені на знижених подачах;
- доведена необхідність врахування для отримання стабільної напірної характеристики структури течії в трьох послідовно розміщених елементах ступені (РК – СА – РК);

- встановлено, що у багатоступеневому шнековому насосі формування зворотних потоків на виході з робочого колеса відбувається при менших подачах, ніж зворотних потоків на вході;
- виявлена можливість затримати у багатоступеневому шнековому насосі виникнення зворотних потоків на вході в робоче колесо при зниженні подачі.

Практичне значення отриманих результатів:

- доведена можливість розширення по подачі робочого діапазону малогабаритної ступені шнекового типу, яка працює у складі багатоступеневого насоса;
- розроблені науково - методичні рекомендації щодо проектування малогабаритних насосних ступеней шнекового типу з вдосконаленою формою напірної характеристики;
- створені передумови для розроблення на основі досліджуваної ступені типорозмірного ряду свердловинних насосів;
- результати дисертаційної роботи впроваджено на промислових підприємствах України (ЗАТ “НВО “Гідромаш”, НВП “Насостехкомплект”) та в навчальному процесі СумДУ, що підтверджується наведеними в дисертації актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. У написаних у співавторстві наукових публікаціях, що розкривають основні результати, отримані в процесі виконання дисертаційної роботи, здобувачу належать: [1] – обґрунтування можливості застосування радіального імпелера для зміни форми напірної характеристики малогабаритних ступеней шнекового типу; [2] – добір даних та отримання прогнозних ліній оптимальної потужності занурюваних багатоступеневих свердловинних насосів, укомплектованих малогабаритними ступенями шнекового типу; [3] – підготовка та проведення експериментального дослідження, обробка та аналіз результатів; [4] – обґрунтування доцільності та проведення дослідження, спрямованого на оцінку можливості використання комбінування робочих процесів у малогабаритній насосній ступені шнекового типу; [6] – доробка ступені, проведення експериментального дослідження, оцінка та аналіз його результатів.

Поставлення задач, вибір методів дослідження та аналіз отриманих результатів виконані спільно з науковим керівником проф. Євтушенко А.О.

Апробація роботи. Основні положення і результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

- VIII - XI Міжнародних науково-практичних конференціях „Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (м. Черкаси, 2003; м. Київ, 2004, 2006; м. Краматорськ, 2005);
- XI, XII Міжнародних науково-технічних конференціях „Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання” (м. Харків, 2003, 2006);
- науково-технічній конференції „Промислова гідравліка і пневматика”, присвяченій 100-річчю з дня народження Т. М. Башти (м. Київ, 2004);

- науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (щорічно з 2003 р. по 2006 р. включно).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 6 наукових праць у спеціалізованих виданнях, затверджених переліком ВАКУ України. Матеріали дисертаційної роботи використовувалися також у звітах з НДР.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації – 173 сторінки, у тому числі 74 рисунки, з яких 4 на окремих аркушах, 17 таблиць, бібліографія із 118 джерел на 10 сторінках, 7 додатків на 17 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність проведення дослідження, спрямованого на отримання стабільної напірної характеристики малогабаритної ступені шнекового типу занурюваного свердловинного насоса. Сформульовані мета та задачі дослідження, наводиться загальна характеристика роботи.

У першому розділі викладені результати інформаційно-аналітичного огляду сучасного стану проблеми, пов'язаної з роботою осьових машин на знижених подачах.

Особливості роботи з мережею осьових вентиляторів, компресорів і насосів на знижених до певного критичного рівня подачах відомі уже близько сотні років, а протягом останніх п'ятидесяти детально досліджуються. Незважаючи на значний нагромаджений експериментальний матеріал, процеси, що відбуваються у проточній частині даних машин у області порушення стабільності їх напірних характеристик, і причини, що їх викликають, залишаються все ще дуже складними для розуміння і опису. Строгого гідродинамічного розв'язання задачі з визначення параметрів потоку в осьових насосах на режимах недовантаження на даний час не існує, тому дійсні напірні характеристики в області подач, менших за критичну, можливо отримати лише шляхом експериментальних досліджень.

Огляд розвитку уявлень із зазначеної теми, в якій, зважаючи на складність та недостатню вивченість питання, були включені також дані щодо відцентрових та діагональних робочих органів, показав, що на даний час у дослідників немає загально визначених усталених уявлень про те, які саме елементи і геометричні параметри проточної частини чинять вирішальний вплив на вищезазначені процеси, а наявні гіпотези мають суперечливий характер. У різний час в даному напрямку щодо відцентрових насосів працювали С.С. Руднев, В.І. Мелашенко, В.А. Зимницький, щодо діагональних - А.О. Євтушенко, А. Goto, Т. Toyokura, J. Kurokawa, щодо осьових – Г.В. Бураков, Н. Murai,

I. Goltz, щодо передвключених шнеків - А.С. Шапіро, В.Ф. Чебаєвський, В.І. Петров, Б.В. Овсянніков, А.О. Анкудінов та ін. Існування ряду суттєвих відмінностей в умовах роботи досліджуваної ступені у складі багатоступеневого свердловинного насосу, зумовлених у тому числі й характерними особливостями її конструкції, робить беззастережне застосування до неї розглянутих моделей та гіпотез робочого процесу лопатевих насосів на знижених подачах необґрунтованим, а першопричини виникнення нестабільності на її напірній характеристиці – такими, що потребують уточнення.

Проаналізовано існуючі пристрої для отримання стабільної напірної характеристики осьових вентиляторів, компресорів та насосів з точки зору перспективності їх застосування у досліджуваній ступені і відповідності ряду вимог. Пристрої для поліпшення форми напірної характеристики або розширення зони стійкої роботи осьових машин умовно поділено на дві групи: активні – використовується впорскування або відсмоктування робочого середовища за допомогою зовнішнього джерела енергії, та пасивні - вдосконалення характеристики відбувається за рахунок переформування структури течії без внесення додаткової енергії від інших систем. Вказано на доцільність застосування пасивних пристроїв, з множини котрих з урахуванням ряду обмежень та вимог (мінімальні габарити, висока технологічність та ін.) відібрано як перспективні прямі осьові пази, застосовані у діагональному (J. Kurokawa) та осьовому (I. Goltz) насосах. Показана необхідність проведення дослідження, спрямованого на підтвердження перспективності використання прямих осьових пазів у досліджуваній ступені, та пошук геометричних параметрів проточної частини ступені, які визначально впливають на форму її напірної характеристики.

Аналіз останніх розробок в області вдосконалення ступеней заглибних свердловинних насосів засвідчує існування тенденції до застосування комбінування робочих процесів з метою отримання нових якостей та властивостей на вимогу практики. Відповідно необхідною є оцінка можливості створення на основі малогабаритної ступені шнекового типу насосів з комбінованим робочим процесом.

У другому розділі формулюються мета дослідження та задачі, що вирішувалися для її досягнення. Описані методи та засоби проведення дослідження.

Як технічний об'єкт дослідження прийнята малогабаритна ступінь шнекового типу свердловинного насосу ЕДП 5А-500 (рис. 1), яка складається з робочого колеса (РК) та статорного апарата (СА). Робоче колесо має лопаті, спрофільовані за законом гвинта постійного кроку, а статорний апарат являє собою ґратку прямих радіальних пластин. Основною особливістю досліджуваної ступені є високий рівень технологічності завдяки спрощеній геометрії проточної частини.

Прийнятий метод дослідження при розробленні фізичної моделі течії – чисельне моделювання. Воно включало кілька етапів: створення твердотільної геометричної моделі, що імітує об'єм рідини у каналах проточної частини ступені; задання параметрів розрахункової сітки та її побудова; задання граничних умов; розрахунок та аналіз отриманих результатів. Для моделювання роботи ступені у багатоступеневому насосі використовувалася багатозв'язна розрахункова область, що складалася з кількох підобластей. Розрахункова сітка нараховувала близько 1,6 млн комірок. Для моделювання турбулентності була використана SST (shear stress transport) модель турбулентності. На усіх твердих стінках задавалася умова прилипання. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок у розрахунковій області було створено 12 шарів призматичних комірок. По результатам розрахунку безрозмірний параметр y^+ , що характеризує відстань від твердої стінки до найближчого вузла розрахункової сітки, мав значення $y^+ < 2$. На вході в розрахункову область задавався повний тиск, на виході – масова витрата. Розрахунок проводився спочатку в стаціонарній (як перше наближення), а потім – у нестационарній постановці.

Вирішення решти задач проводилося експериментальним методом за допомогою дослідного стенда. Стенд працює за замкнутою схемою циркуляції робочої рідини (технічна вода). Випробування у рамках даної роботи проводилися за загальноприйнятою методикою для

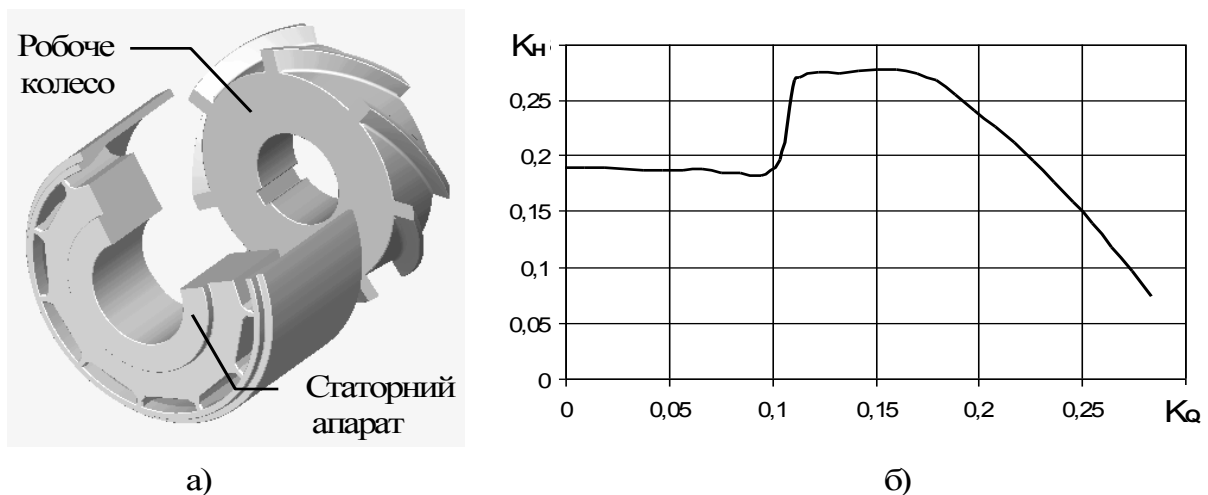


Рис. 1. Малогабаритна ступінь шнекового типу свердловинного насоса ЭДП 5А-500 та її напірна характеристика

динамічних насосів у відповідності до вимог нормативних документів. При проведенні дослідів послідовно випробовувалися збірки, що склалися з трьох та двох (проміжна демонтована) ступеней у фіксованому виконанні. Енергетична та напірна характеристики демонтованої ступені отримувались як різниця характеристик зазначених збірок. Засоби вимірювання пройшли атестацію і перевірку в установленому порядку. Розрахунки похибок визначення експериментальних параметрів досліджуваної ступені свідчать про знаходження їх величин у допустимих межах.

У **третьому розділі** наведені результати розроблення фізичної моделі течії в досліджуваній ступені на знижених подачах. Як базова для аналізу вибрана подача $Q = 0,5Q_{opt}$, яка відповідає першій стійкій точці на напірній характеристиці ступені після розриву. Очікується, що на зазначеній подачі

у структурі течії в каналах ступені будуть домінувати явища, які визначають положення розриву на її напірній характеристиці і вплив яких для вдосконалення останньої необхідно усунути в першу чергу.

Течію в робочому колесі можливо умовно поділити на дві підобласті (рис. 2): периферійну, зі зворотними токами та складним характером течії, і привтулкову, де основний потік входить у робоче колесо і зберігає переважний напрямок від вхідних кромek до вихідних. Встановлено факт виникнення зворотних токів на виході з робочого колеса на суттєво нижчих подачах (орієнтовно при $Q = 0,25Q_{onm}$), ніж на вході.

Потік у міжлопатевому каналі статорного апарата при подачі $Q = 0,5Q_{onm}$ має складний тривимірний характер. Гратка статорного апарата працює з великими кутами натікання, тому досить очевидним є наявність вихорів за її лопатками. Вдаряючись у лопатку апарата, потік частково повертається у її напрямку, набуває радіальної складової швидкості v_r у напрямку до втулки і, досягнувши її поверхні, розтікається під кутом до неї. Складна структура течії певною мірою зумовлена взаємодією основного потоку на виході зі статорного апарата і зворотних токів на вході у наступне робоче колесо. Останні, заходячи в міжлопатевий канал статорного апарата у периферійній області, притискають основний потік до робочої сторони лопатки (рис. 3), витісняють його у привтулкові перерізи і, закручуючи по напрямку обертання у осьовому зазорі між гратками, вочевидь зменшують напір робочого колеса. Основний потік займає незначну частину поперечного перерізу каналів статорного апарата на виході, що ймовірно є причиною значних гідравлічних втрат.

Поява зворотних токів на вході в робоче колесо при знижених подачах і перенесення ними енергії проти напрямку основного потоку через насос призводить до того, що воно (колесо) починає активно впливати на структуру течії перед собою, перебудовуючи її. Відповідно класичне визначення ступені заглибного насоса (робоче колесо та апарат) як відносно самостійної складової, течію в якій можливо аналізувати абстрагувавшись від умов роботи в багатоступеневому компонуванні, у даному випадку втрачає зміст. На знижених подачах необхідно враховувати структуру течії як мінімум у трьох послідовно розміщених елементах – наприклад, робочому колесі, статорному апараті і наступному робочому колесі (РК-СА-РК).

Різке зниження напору і розрив напірної характеристики досліджуваної ступені вочевидь пов'язані із взаємодією зворотних токів з основним потоком в каналах статорного апарата і в осьовому зазорі між гратками та виключенням із процесу створення напору периферійних ділянок лопатей робочого колеса (рис. 2) з одночасним зменшенням кутів атаки у його привтулкових перерізах. Беручи до уваги виявлений факт виникнення зворотних токів на вході та виході з робочого колеса малогабаритної ступені шнекового типу при різних подачах, можна говорити, що

на подачах, близьких до $Q = 0,5Q_{omn}$ у каналах проточної частини ступені домінуючою структурою буде вихорова структура, утворена зворотними токами на вході в робоче колесо. Відповідно для отримання стабільної напірної характеристики ступені необхідно передусім ліквідувати негативний вплив даної структури на потік в її каналах, для чого на обоймі статорного апарата пропонується виконати прямі осьові пази.

Аналіз структури течії в досліджуваній ступені на подачі $Q = 0,5Q_{omn}$ за наявності пазів на обоймі статорного апарата показує, що вхідні кромки лопатей робочого колеса по всій їх висоті обтікаються основним (прямим) потоком (рис. 4), а зворотні токи не спостерігаються, хоча на периферії можливо виділити низькошвидкісну зону 1.

Розгляд течії у статорному апараті (рис. 5) на подачі $Q = 0,5Q_{omn}$ за наявності пазів на його обоймі дозволяє виявити зміну характеру обтікання його вихідних кромek внаслідок відсутності зворотних токів на вході в наступне робоче колесо. Ймовірно, основний потік витісняється вихором за лопаткою в пази, де формуються швидкісні струмені, які при досягненні робочого колеса змінюють умови обтікання периферійної частини вхідних кромek його лопатей. У пазах відбувається значне вихороутворення, що дає підстави очікувати підвищення рівня гідравлічних втрат при протіканні рідини. У пазу біля тильної сторони лопатки статорного апарата потік лише орієнтовно до середини його довжини тече у напрямку основного потоку (рис. 5), а далі напрямком

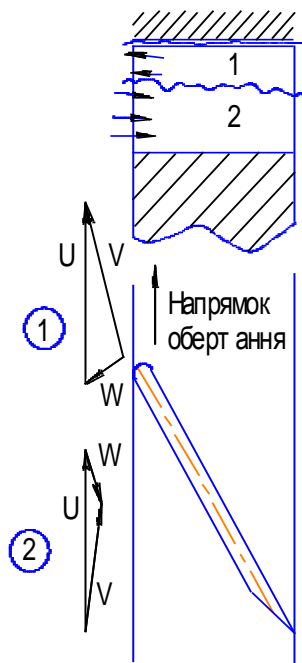


Рис. 2. Схематична модель течії в робочому колесі при $Q = 0,5Q_{omn}$. Вектори та елементи проточної

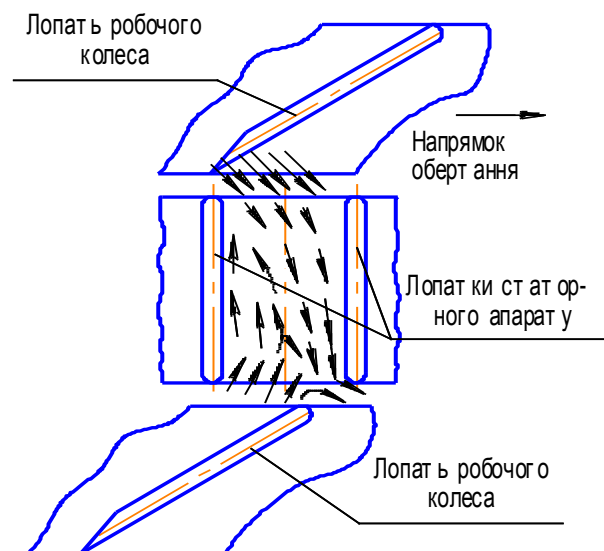


Рис. 3. Схематична модель течії у периферійних перерізах проточної частини досліджуваної ступені при $Q = 0,5Q_{omn}$. Осьовий зріз зображений без масштабу. Напрямок основного потоку - згори донизу.

течії змінюється на протилежний.

Вочевидь основний механізм дії пазів на переформування структури течії в досліджуваній ступені зумовлюється, з одного боку, утворенням в пазах прямого (без закрутки) потоку, який при досягненні вхідних кромek наступного робочого колеса створює такі умови їх обтікання, що зворотні токи не виникають. З іншого боку, за відсутності зворотних потоків на вході у робоче колесо потік поблизу виходу із попереднього статорного апарату не зазнає негативного впливу з їх боку і має переважно осьовий напрям, характерний для оптимального режиму (за винятком вихорової зони за лопаткою, розміри якої збільшуються). Таким чином, дія пазів зводиться до затягування моменту утворення зворотних потоків на периферії вхідних кромek робочого колеса шляхом зміни умов їх обтікання. Порівняння результатів чисельного моделювання та експериментальних характеристик ступені дозволяє зробити висновок про їх задовільне узгодження (розбіжність становить від 3 до 14 % на різних режимах).

На основі аналізу течії в каналі статорного апарату з використанням рівняння кількості руху показано, що найбільш доцільним шляхом визначення оптимальних з точки зору вдосконалення форми напірної характеристики геометричних параметрів проточної частини досліджуваної ступені є фізичний експеримент.

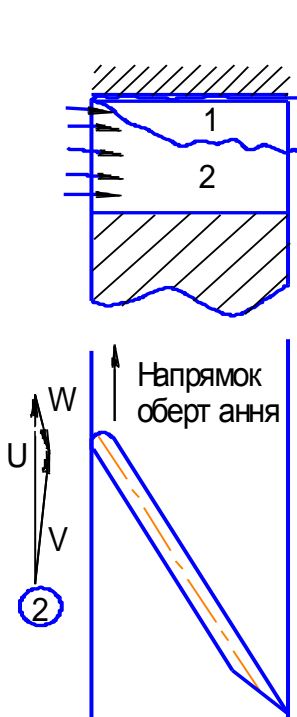


Рис. 4. Схематична модель течії в робочому колесі при $Q=0,5Q_{opt}$. Вектори та елементи проточної частини зображені без дотримання масштабу

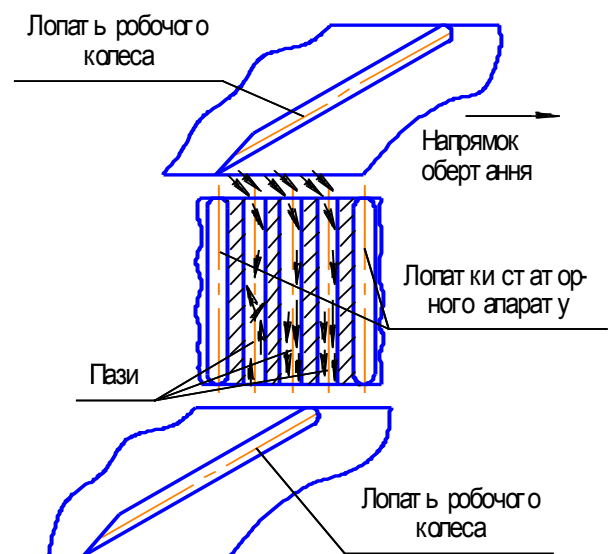


Рис. 5. Схема руху рідини у пазах при $Q=0,5Q_{opt}$. Показана розгортка периферійного перерізу проточної частини малогабаритної ступені по середині глибини паза. Осьовий зазор зображений без масштабу, лопатки статорного апарату умовно винесені у перетин. Напрямок основного потоку - згори донизу.

У четвертому розділі наведені результати експериментальної частини дослідження, під час виконання якої застосовувалося планування експерименту. За результатами аналізу апріорної інформації та даних постановочного експерименту як суттєві фактори були обрані ширина b , глибина d та число пазів z у одному міжлопатевому каналі статорного апарата. Запропоновано також додатковий фактор – форма поперечного перерізу паза (прямокутна або напівкругла). Реалізовувалася напіврепліка плану першого порядку типу 2^{4-1} з визначальним контрастом $1=x_1x_2x_3x_4$. Математична модель знаходилася у вигляді полінома першого ступеня

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4. \quad (1)$$

Для відстеження змін у формі напірної характеристики і достовірної оцінки ефективності тієї чи іншої конфігурації пазів запропоновано безрозмірний коефіцієнт форми характеристики S_h , який характеризує відносну площу під експериментальною кривою залежності напору від подачі у області нестабільності та обчислюється за формулою

$$S_h = \frac{\int_{Q_{\min}}^{Q_{\max}} H(Q)dQ}{(Q_{\max} - Q_{\min}) \cdot H_{\max}}, \quad (2)$$

де $H(Q)$ – функція, яка апроксимує експериментальну залежність напору ступені від подачі на ділянці нестабільності;

Q_{\max} , Q_{\min} – подачі, що обмежують ділянку нестабільності;

H_{\max} – максимальний напір ступені в області правіше ділянки нестабільності.

При проведенні вдосконалення форми напірної характеристики досліджуваної ступені необхідно контролювати значення її ефективності та напору на розрахунковому режимі. Відповідно число параметрів оптимізації зростає до трьох (S_h , K_{Hp} , η_r). У таких умовах доцільно використати відомий з планування експерименту узагальнений критерій оптимальності в мультиплікативній формі

$$\tilde{y} = \left(\prod_{i=1}^n d_i \right)^{1/n}, \quad (3)$$

де \tilde{y} – узагальнена функція бажаності;

d_i – часткова функція бажаності.

Сутність застосування узагальненого критерію полягає у переведенні усіх параметрів оптимізації у безрозмірний вигляд (g_i) і ранжуванні їх значень за шкалою бажаності (ідеальний результат – неприйнятний результат) з метою отримання можливості порівнювати різні за фізичною природою та розмірністю величини з різними діапазонами варіювання. Використовувався графічний перехід від параметрів оптимізації до функції бажаності. У кінцевому підсумку узагальнений критерій оптимальності визначався за формулою

$$\tilde{y} = \sqrt[3]{d_1 \cdot d_2 \cdot d_3} . \quad (4)$$

Рівні та інтервали варіювання факторів, їх кодовані позначення та матриця планування наведені в табл. 1. Реалізація дослідів проводилася згідно з таблицею випадкових чисел, усі точки плану рівномірно тричі дублювалися при прямому та зворотному ходах. Результати реалізації плану експерименту наведені у табл. 2. Після обробки даних табл. 2 отримане рівняння регресії у вигляді

$$\tilde{y} = 4,19 + 1,21x_1 + 2,27x_2 - 1,03x_3 - 1,47x_4 . \quad (5)$$

У відповідності до залежності (5) узагальнений критерій оптимальності зростає при збільшенні факторів x_1 та x_2 і зменшенні факторів x_3 та x_4 . Найбільший вплив на зростання критерію оптимальності чинить фактор x_2 . Отримане рівняння використовувалося для крутого сходження по поверхні відклику (табл. 3). Форму паза вибирали прямокутною, оскільки напівкругла призводить до зменшення значення узагальненого критерію оптимальності. Крок руху Δ задавався для фактору x_2 , а для інших факторів визначався за формулою

$$\Delta_i = \Delta_l \frac{b_i \cdot \varepsilon_i}{b_l \cdot \varepsilon_l} , \quad (6)$$

де Δ_l - вибраний крок руху для фактору l ;

Δ_i - крок руху для i - го фактору;

b_i, b_l - коефіцієнти регресії i - го та l - го факторів;

$\varepsilon_i, \varepsilon_l$ - інтервали варіювання i - го та l - го факторів.

Таблиця 1

Рівні та інтервали варіювання факторів

Фактор	Позначення	Інтервали варіювання	Рівні факторів		
			основний 0	верхній +1	нижній -1
Число пазів z у міжлопатевого каналі статорного апарату	X_1	1	2	3	1
Глибина пазів d , мм	X_2	0,5	1,5	2,0	1,0
Ширина пазів b , мм	X_3	1	3	4	2
Форма поперечного перерізу паза	X_4	-	-	напівкругла	прямокутна

Таблиця 2

Результати дослідів, реалізованих згідно з матрицею планування

Номер до-сліду	S_h	$K_{Нр}$	η_r	g_1	g_2	g_3	d_1	d_2	d_3	y_{\square}
1	0,873	0,185	0,57	0,357	0,3344	1,086	0,497	0,489	0,714	0,5575
2	0,889	0,176	0,53	0,544	0,1715	0,439	0,560	0,431	0,525	0,5020
3	0,873	0,183	0,50	0,357	0,3112	0,09	0,497	0,481	0,401	0,4575
4	0,829	0,167	0,54	-0,147	-0,0232	0,556	0,314	0,359	0,563	0,3990
5	0,948	0,168	0,49	1,467	-0,0006	-0,023	0,794	0,368	0,359	0,4716
6	0,885	0,164	0,45	0,497	-0,0798	-0,476	0,544	0,339	0,200	0,3328
7	0,858	0,170	0,60	0,183	0,0334	1,5	0,435	0,380	0,359	0,5095
8	0,853	0,165	0,56	0,124	-0,0572	0,92	0,414	0,347	0,671	0,4584

Результати реалізації дослідів 9 (табл.3) у вигляді експериментальних характеристик ступені №15 наведені на рис. 6.

На рис. 7 проілюстровано вплив на узагальнений критерій оптимальності осьового зазору між вхідними кромками робочого колеса і поверхнею обійми статорного апарата, на якій виконані пази.

Уведено поняття відносної площі пазів, яка обчислюється за формулою:

$$S_{\text{відн}} = \frac{z \cdot d \cdot b}{S_{\kappa}}, \quad (7)$$

де z - число пазів у міжлопатевому каналі статорного апарата;

Таблиця 3

Розрахунок крутого сходження

Позначення	X_1	X_2	X_3	X_4	y_{\square}
Основний рівень	2	1.5	3	-	-
Коефіцієнт b_i	1,21	2,27	-1,03	-1,47	-
Інтервал варіювання ε_i	1	0.5	1	-	-
$b_i \times \varepsilon_i$	1,21	1,135	-1,03	-	-
Крок Δ_i	0,527	0,5	-0,44	-	-
Округлений крок	1	0,5	-0,5	-	-
Реалізований дослід 9	3	2	2,5	прямокутна	0,6

d - глибина паза, мм;

b - ширина паза, мм;

S_{κ} - площа поперечного перерізу міжлопатевого каналу статорного апарата без урахування сумарної площі поперечного перерізу пазів.

На рис. 8 та 9 наведені залежності узагальненого критерію оптимальності та ККД ступені від відносної площі пазів.

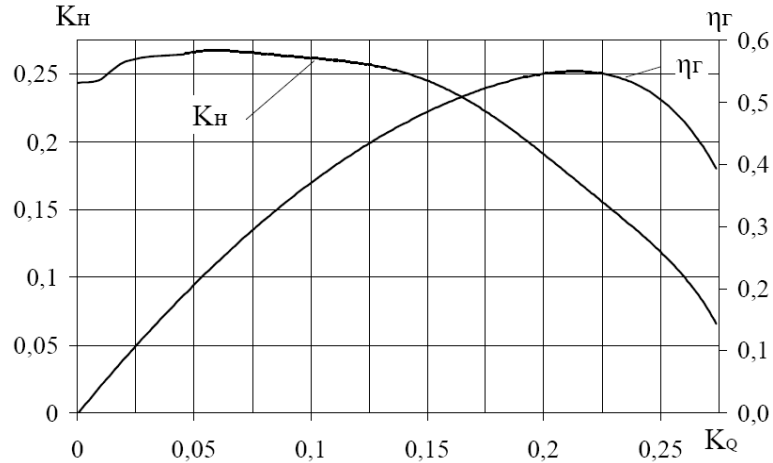


Рис. 6. Експериментальні характеристики ступені № 15
(пази прямокутного перерізу $3z \times 2^d \times 2,5^b$)

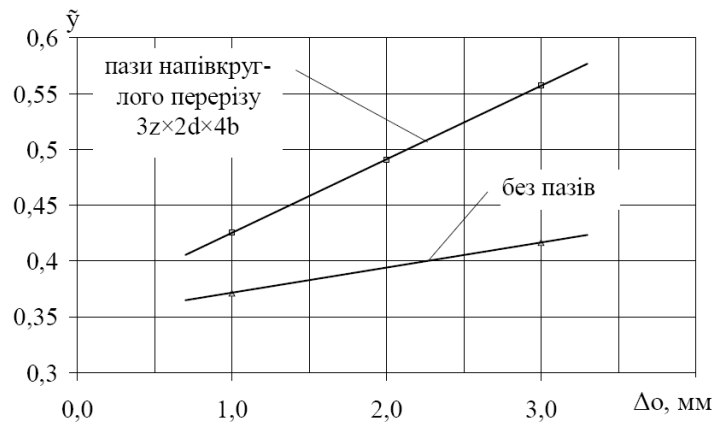


Рис. 7. Експериментальна залежність узагальненого критерію оптимальності від величини осьового зазору Δ_0 .

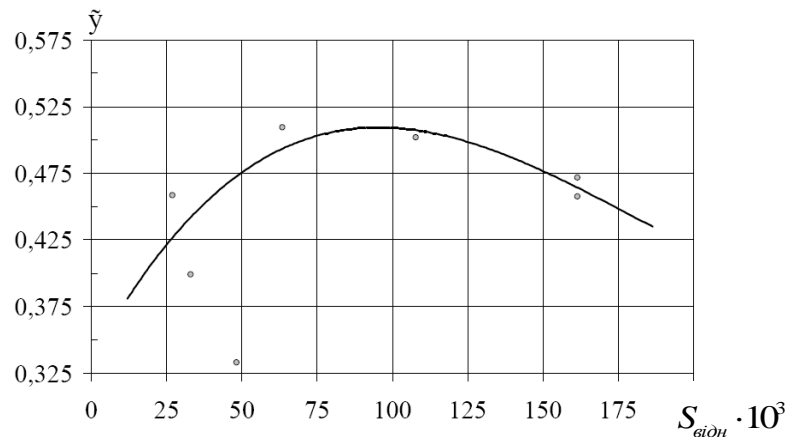


Рис. 8. Експериментальна залежність узагальненого критерію оптимальності від відносної площі пазів

Зіставлення характеристик, наведене на рис. 10, показує, що вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу при використанні прямих осьових пазів супроводжується зменшенням максимального значення ККД на 6% та напору на розрахунковому режимі на 0,7 м (17%) у порівнянні з вихідною ступінню.

Розроблені рекомендації щодо проектування малогабаритних насосних ступеней шнекового типу з вдосконаленою формою напірної характеристики. Зокрема, рекомендується приймати:

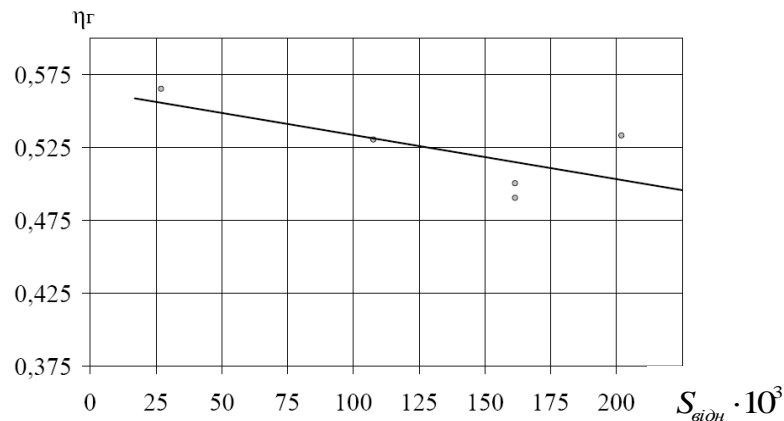


Рис. 9. Експериментальна залежність ККД ступені від відносної площі пазів

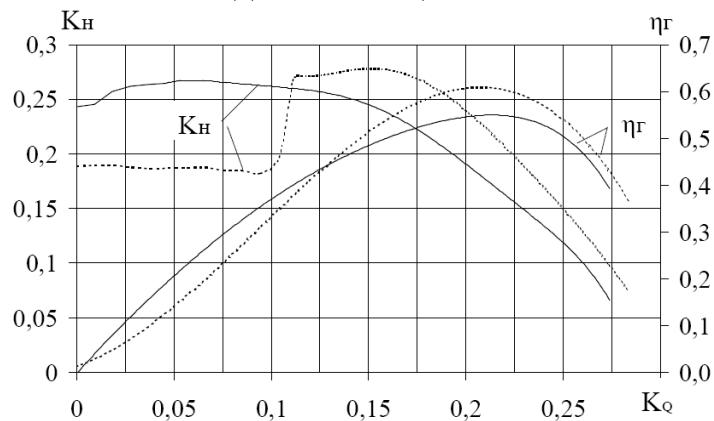


Рис. 10. Зіставлення експериментальних характеристик вихідної ступені та ступені з удосконаленою формою напірної характеристики: --- – вихідна ступінь, — - ступінь з удосконаленою формою напірної характеристики

- 1) форму поперечного перерізу паза – прямокутною;
- 2) ширину паза - у межах $b=(0,03-0,035)$ зовнішнього діаметра робочого колеса ступені D_2 ;
- 3) глибину паза - у межах $d=(0,7-0,8)$ його ширини b ;
- 4) число пазів у міжлопатевому каналі статорного апарата - $z = 3$;
- 5) осьовий зазор між вхідними кромками робочого колеса і поверхнею обойми з виконаними на ній пазами - $\Delta_o \cong 0,035 \cdot D_2$.

Рекомендації розроблені при зміні параметрів пазів у межах, визначених плануванням експерименту і придатні для багатоступеневих ($i \geq 3$) насосів з малогабаритними ступенями шнекового типу у діапазоні коефіцієнтів швидкохідності $n_s = 300-500$.

Використання рекомендацій щодо проектування досліджуваних ступеней у контексті даної роботи зводиться до обґрунтування вибору в спроектованій за іншими методиками (зокрема за методикою Єліна О.В.) ступені оптимальних значень геометричних параметрів прямих осьових пазів. Оскільки досліджувана ступінь належить до умовного габариту 5А, а при переході до габаритів 5 та 6 діаметр робочих коліс змінюється у межах 10-12 %, цілком припустимо вважати дані рекомендації справедливими і для них також.

Наведений аналіз можливих напрямків підвищення ККД та питомої напірності малогабаритної ступені шнекового типу. Зокрема, для підвищення питомої напірності пропонується використати розрізні лопаті робочого колеса, які за розрахунками дозволять підвищити значення напору на 50 - 60%.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язана актуальна науково-технічна задача удосконалення форми напірної характеристики малогабаритної ступені шнекового типу багатоступеневого свердловинного насоса та розроблення науково-методичних рекомендацій щодо її проектування. Розв'язання даної задачі спрямоване на задоволення потреби нафтогазового комплексу у високовитратних заглибних насосах для свердловин малого діаметра. За результатами виконаної роботи можливо зробити такі висновки:

- проведено інформаційно-аналітичний огляд за темою дисертації. Виявлена відсутність усталених поглядів на процеси, які відбуваються в проточній частині гідродинамічного насоса при утворенні ділянки нестабільності на його напірній характеристиці. Виконано аналіз існуючих підходів щодо вдосконалення форми напірної характеристики;
- запропонована фізична модель течії у каналах досліджуваної ступені на знижених подачах. Встановлено, що в багатоступеному шнековому насосі формування зворотних потоків на виході з робочого колеса відбувається при менших подачах, ніж зворотних потоків на вході. Зазначено про необхідність розгляду при вдосконаленні форми напірної характеристики малогабаритної шнекової ступені структури течії в мінімум трьох послідовно розміщених елементах ступені (РК - СА - РК);
- виявлена можливість забезпечення у багатоступеневих насосах шнекового типу зміщення моменту виникнення зворотних потоків при знижених подачах шляхом ліквідації

- низькоенергетичної зони на вході в робоче колесо;
- доведено, що для вдосконалення форми напірної характеристики досліджуваної ступені доцільно використати прямі осьові пази на периферії міжлопатевих каналів статорного апарата;
 - визначено механізм впливу течії в прямих осьових пазах на форму напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу;
 - встановлена залежність форми напірної характеристики ступені від геометричних параметрів прямих осьових пазів;
 - визначено оптимальні за формою напірної характеристики геометричні параметри прямих осьових пазів;
 - розроблено рекомендації щодо проектування малогабаритних насосних ступеней шнекового типу з удосконаленою формою напірної характеристики;
 - створено дослідно-промисловий зразок малогабаритної ступені шнекового типу заглибного свердловинного насоса ЕДП 5А - 500 з удосконаленою формою напірної характеристики;
 - впроваджено результати виконаного дослідження на промислових підприємствах ЗАТ “НВО “Гідромаш”, НВП “Насостехкомплект” та в навчальному процесі СумДУ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА

1. Елин А.В., Каплун И.П. Прогнозирование энергетических параметров малогабаритных многоступенчатых осевых насосов в составе высокопроизводительных погружных электронасосных установок // Вісник СумДУ. – 2003. - №13 (59). - С. 178-187.
2. Евтушенко А.А., Елин А.В., Каплун И.П. Разработка типоразмерных рядов погружных скважинных шнековых насосов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сборник научных трудов. – Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, 2003. – Т.2. - С. 534-538.
3. Елин А.В., Каплун И.П., Коваленко Е.Н. Исследование малогабаритной насосной осевой ступени с коэффициентом быстроходности $n_s=300$ // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля: У 2 ч. – 2004. - №7(77). - Ч.2. - С.261 – 268.
4. Евтушенко А.А., Елин А.В., Каплун И.П. Комбинированное использование вихревого и лопастного рабочих процессов в насосах гидродинамического принципа действия // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. - № 2(4). – С. 24 – 28.
5. Каплун И.П. Оценка влияния осевых пазов на форму характеристики малогабаритной осевой ступени // Вестник СумГУ. – 2005. - №12 (85).–С. 108–113.

6. Евтушенко А.А., Елин А.В., Каплун И.П. Совершенствование формы напорной и мощностной характеристик многоступенчатого осевого насоса путем комбинирования ступеней с различной геометрией // Вестник Восточноукр. нац. ун-та им. В. Даля. – 2006. - №12(106). - С.242-247.

АНОТАЦІЯ

Каплун І.П. Вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. - Сумський державний університет, Суми, 2007.

У дисертаційній роботі наведені результати дослідження робочого процесу малогабаритної насосної ступені шнекового типу, а також визначено вплив геометричних параметрів проточної частини на форму її напірної характеристики. Запропоновано фізичну модель течії в каналах досліджуваної ступені при роботі на знижених подачах.

Основним змістом роботи є вивчення переформування структури течії в каналах ступені при використанні прямих осьових пазів та визначення механізму їх дії, а також отримання експериментальним шляхом доцільних інтервалів геометричних параметрів ступені для забезпечення стабільної форми її напірної характеристики та розроблення рекомендацій щодо проектування малогабаритних ступеней шнекового типу з удосконаленою формою напірної характеристики.

Ключові слова: малогабаритна ступінь шнекового типу, форма напірної характеристики, прямі осьові пази, фізична модель течії, рекомендації щодо проектування.

АННОТАЦИЯ

Каплун И.П. Совершенствование формы напорной характеристики малогабаритной насосной ступени шнекового типа. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 - Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумский государственный университет, Сумы, 2007 г.

Проведение исследования, направленного на получение стабильной формы напорной характеристики малогабаритной насосной ступени шнекового типа, обусловлено, во-первых, значительной потребностью нефтегазового комплекса в высокопроизводительном насосном оборудовании для скважин малого диаметра, во-вторых, ограниченностью производительности

использующихся на данный момент насосов типа ЭЦН с центробежными и диагональными ступенями, а в-третьих, - рядом преимуществ применения указанной ступени шнекового типа в составе многоступенчатых скважинных насосов при устранении основного ее недостатка – нестабильной формы напорной характеристики.

Анализ существующих гипотез рабочего процесса лопастных насосов на пониженных подачах свидетельствует об отсутствии у исследователей единых подходов и единого мнения по этому вопросу, а также невозможности получения значений напора в этой зоне расчетным путем, что обусловило проведение исследования, направленного на разработку физической модели течения в рассматриваемой ступени на пониженных подачах.

Задача разработки физической модели решалась при помощи численного моделирования течения в каналах ступени посредством программного комплекса ANSYS CFX. В результате была, во-первых, изучена структура течения жидкости в проточной части малогабаритной ступени шнекового типа на пониженных подачах и показан ряд существенных ее особенностей; во-вторых, предложена физическая модель течения, в-третьих, был определен механизм влияния прямых осевых пазов на перестроение потока в проточной части исследуемой ступени и, как следствие, выравнивание западающего участка напорной характеристики.

Экспериментальной частью исследования явилось исследование влияния геометрических параметров проточной части на форму напорной характеристики малогабаритной ступени шнекового типа с применением планирования эксперимента. Результатами экспериментальной части стали: определение геометрических параметров проточной части исследуемой ступени, которые в наибольшей степени влияют на форму ее напорной характеристики, а также получение оптимального диапазона их значений; получение стабильной формы напорной характеристики малогабаритной ступени шнекового типа, разработка основных положений рекомендаций по проектированию вышеуказанных ступеней с усовершенствованной формой напорной характеристики.

Исследовано влияние изменения в возможных пределах осевого зазора между входными кромками лопастей рабочего колеса и поверхностью обоймы статорного аппарата с выполненными на ней пазами на напорную и энергетические характеристики малогабаритной ступени шнекового типа.

Показан ряд возможных путей повышения КПД и удельной напорности малогабаритных ступеней шнекового типа, в частности, использование разрезных лопастей рабочего колеса.

Осуществлена экспериментальная проверка приводимых в работе рекомендаций путем создания опытного образца ступени ЭДП 5А-500. Результаты работы внедрены на предприятиях Украины, в учебном процессе СумГУ и используются при подготовке специалистов в области гидромашиностроения.

Ключевые слова: малогабаритная ступень шнекового типа, форма напорной характеристики, прямые осевые пазы, физическая модель течения, рекомендации по проектированию.

SUMMARY

Kaplun I.P. Improvement the shape of the pressure characteristic of a small-size screw-type pump stage. – The manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science in speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. Sumy State University, Sumy, 2007.

The thesis presents the results of investigation of the working process of the small-size screw-type pump stage. The influence of geometric parameters of elements of the passages of the stage on the form of performance curves of the stage was determined. A physical model of the flow in the passages of the stage at non-optimal modes of operation was suggested.

The essence of the thesis is determination of an realignment of the structure of the flow in passages when axial grooves is added and making clear the mechanism of the influence of axial grooves with formulate expedient diapason of values of constructional and geometric parameters of the grooves.

Analytical results was obtained by computation using the software package ANSYS CFX. Then the obtained results were checked by comparison with the results obtained in the experimental part of this research.

Keywords: small-size screw-type pump stage, form of performance curves, axial grooves, physical model of the flow, guidance to design.

Підп. до друку 25.04.2007 р.

Папір офс.

Формат 60×84/16.

Замовлення № ____

Друк офс.

Обл.-вид. арк. 0,9.

Наклад 100 прим.

Гарнітура Times New Roman.

Ум.друк.арк.1,1.

Видавництво СумДУ. Свідоцтво ДК№2365 від 08.12.2005 р.

40007, м.Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.

Друкарня СумДУ. 40007, м.Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.