

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Мілтих Вікторія Станіславівна



УДК 621.65

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ З
НАСОСАМИ ТИПУ Д ВПЛИВОМ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЇХ
РОБОЧИХ КОЛІС НА ФОРМУ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент
СОТНИК Микола Іванович,
Сумський державний університет
доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки,
м. Суми.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ПАНЧЕНКО Анатолій Іванович,
Таврійський державний агротехнологічний університет,
завідувач кафедри мобільних енергетичних засобів,
м. Мелітополь.

кандидат технічних наук,
РУДЕНКО Андрій Анатолійович,
ПАТ «ВНДІАЕН»,
перший заступник голови правління – директора,
технічний директор ПАТ «ВНДІАЕН», м. Суми.

Захист відбудеться «6» жовтня 2016 р. о 13⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського - Корсакова, 2, СумДУ, ауд. ЛА 213.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Сумського державного університету за адресою: м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий: «5» вересня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
К 55.051.03, к.т.н., доц.



Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. З огляду на енергетичні та економічні виклики, що постали перед Україною особливо гостро в останні роки, виникла нагальна необхідність підвищення енергоефективності суспільного виробництва, зменшення залежності від імпортованих енергоносіїв. Вирішення цієї проблеми потребує комплексного підходу щодо впровадження вітчизняного наукоємного енергоспоживаючого обладнання, зокрема насосного. Зважаючи на фінансові можливості підприємств, наявність установленого на них обладнання, одним із шляхів зниження енергоспоживання є модернізація існуючого парку насосів. Звичайно, найкращий спосіб вирішення проблеми енергоефективності є заміна насосів на такі, які відповідатимуть новим вимогам до насосних станцій. Проте, за даними «Eurorimp» в експлуатації знаходиться у 20 разів більше насосів, ніж випускається щорічно. Тому, очевидно, що зниження споживання електроенергії насосними агрегатами і підвищення ККД насосних систем повинно досягатися переважно шляхом модернізації насосів, що вже експлуатуються. Враховуючи цей факт, а також те, що життєвий цикл корпусу насоса вище, ніж безпосередньо робочого колеса (частка зношення для робочого колеса складає 77 %, для корпусу насоса – 18 %), то, здебільшого, доцільним є модернізація заміною лише робочого колеса насоса.

Наукові підходи щодо вирішення проблеми у такий спосіб закладено у роботах таких відомих вчених, як Алексапольський Д.Я., Малюшенко В.В., Марцинковський В.А., Степанов А.І., Гюліх Йо.Ф., Ломакін О.О. та інших. У них визначено основні залежності впливу геометричних розмірів елементів робочих коліс на енергетичні параметри робочого процесу перекачування рідини.

Попередні дослідження виявили додаткові можливості підвищення енергоефективності функціонування мереж водопостачання через узгодження потреб споживачів та подачі насосної станції з застосуванням систем регулювання, однак, це потребує проведення додаткових досліджень з вивчення взаємозалежного впливу низки факторів на формування форми напірної характеристики робочих коліс та насосів за різних варіантів їх модернізації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України. Результати роботи використані при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт «Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів» (№ ДР 0111U002153). Окремі положення дисертаційної роботи розроблялися при виконанні господарсько-договірної теми СумДУ (замовник Департамент інфраструктури міста Сумської міської ради, м. Суми) «Розроблення системи енергоефективного функціонування КНС каналізаційного напірного колектору міста Суми з визначенням технічних характеристик насосного та технологічного обладнання, що використало свої технічні можливості», при проведенні робіт з теми «Розробка та впровадження енергозберігаючих заходів для підвищення енергоефективності роботи насосного агрегату насосної станції № 2 Власівського

водозабору» (замовник КП «Кременчукводоканал», м. Кременчук).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є подальший розвиток науково-методичного забезпечення для підвищення енергетичної ефективності роботи насосних станцій з насосами типу Д шляхом визначення та узгодження форми напірних характеристик окремих насосів проектуванням змінних робочих коліс з наперед визначеною крутизною напірної характеристики.

Для досягнення мети поставлені та вирішені наступні задачі дослідження:

- визначити і дослідити проблеми функціонування насосів типу Д на насосних станціях водопостачання та визначити шляхи підвищення їх енергоефективності;
- проаналізувати вплив геометричних параметрів робочого колеса двостороннього входу на крутизну його напірної характеристики;
- дослідити робочий процес робочих коліс двостороннього входу при зміні їх геометричних параметрів та проаналізувати вплив зміни геометричних розмірів їх елементів на картину течії при різних режимах роботи, на напірну та енергетичну характеристики;
- встановити математичну залежність між геометричними параметрами елементів робочого колеса двостороннього входу та крутизною його напірної характеристики;
- визначити інтегральний вплив геометричних параметрів інших елементів проточної частини насосів типу Д на крутизну їх напірної характеристики;
- провести фізичний експеримент з метою підтвердження основних положень, висунутих у результаті проведення числового дослідження;
- доповнити існуючу модель функціонування насосної станції математичною залежністю впливу крутизни напірної характеристики робочого колеса з метою прогнозування режимів її роботи.

Об'єктом дослідження є гідравлічні процеси взаємодії течії рідини з елементами робочого колеса двостороннього входу.

Предметом дослідження є структура течії рідини у робочому колесі двостороннього входу та взаємозв'язок геометричних параметрів робочого колеса з його напірними та енергетичними характеристиками.

Методи дослідження. Під час вирішення поставлених задач використовувались аналіз та наукове узагальнення відомих літературних джерел, що дозволило обґрунтувати актуальність теми дослідження, сформулювати його мету та задачі. Числове дослідження, виконане на основі законів збереження енергії та матерії в диференціальній формі, які є фундаментальними в технічній гідродинаміці, дозволило встановити вплив геометричних параметрів робочого колеса двостороннього входу на його напірні та енергетичні характеристики, а також взаємозалежність між ними. Експериментальне дослідження, що проводилися на основі загальноновизнаних методик та включало дослідження роботи насосів типу Д на насосній станції, підтвердило основні положення, висунуті у результаті проведення числового дослідження.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше отримана математична залежність крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході за умови незмінності інших геометричних розмірів елементів проточної частини насосів типу Д;

– для коліс насосів типу Д з $n_s = 85 \dots 160$ вперше визначено діапазон зміни крутизни напірної характеристики, яка досягається зміною ширини робочого колеса на виході, за умови відхилення показників енергоефективності функціонування насоса у межах 5 % від їх номінальних значень;

– уточнено математичну модель функціонування насосної станції з насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі, яка комплексно враховує характеристику гідравлічної мережі, форму напірної характеристики насоса та спосіб регулювання подачі насосної станції;

– вперше визначено вплив відносної ширини b_2/D_2 робочого колеса на енергетичні показники (потужності) робочого процесу у насосах типу Д з $n_s = 85 \dots 160$.

Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

– визначено раціональний діапазон зміни відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 та крутизни напірної характеристики при зменшенні ККД не більш ніж на 5 %. Так, для робочих коліс з $n_s = 85$ (насосів Д 3200-75-2 та Д 6300-80-2) при зміні b_2/D_2 у межах 0,04 – 0,095 крутизна змінюється від 19 % до 51 %; для робочих коліс з $n_s = 115 \dots 125$ (насосів СЕ 2500-180 та СЕ 2500-180-8) при зміні b_2/D_2 межах 0,045 – 0,095 – від 30 % до 90 %; для робочих коліс з $n_s = 160$ (насоса Д 6300-27-3) при зміні b_2/D_2 у межах 0,08 – 0,19 – від 35 % до 70 %;

– встановлено, що зі зменшенням відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 , функція характеристики потужності зменшує швидкість зростання, а при деякому її значенні потужність починає зменшуватися у діапазоні подач більших за $Q_{розр}$. Так для робочого колеса з $n_s = 85$ потужність починає знижуватися при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,04; для робочого колеса з $n_s = 115$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,065; для робочого колеса з $n_s = 125$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,08; для робочого колеса з $n_s = 160$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,12, що має бути враховано при проектуванні змінних коліс;

– обґрунтовано та експериментально доведено доцільність використання змінних робочих коліс зі зменшеним значенням його ширини на виході при модернізації насосів типу Д на насосних станціях водопостачання. Їх використання дозволяє отримати більше значення крутизни напірної характеристики без зменшення ККД насоса;

– обґрунтовано використання теорії системного аналізу при виборі способу вирішення проблем, що виникають на насосних станціях водопостачання. Рекомендовано використовувати методи «оптимальне рішення» та «абсолютне рішення». При першому методі характеристика мережі вважається незмінною та такою, що накладає обмеження на модернізацію насосної станції, а при другому методі може стати об'єктом модернізації, як і характеристика насоса (насосів) для абсолютного вирішення проблеми та попередження виникнення нових у майбутньому;

– отримані результати дозволяють у подальшому проводити модернізацію насосної станції з насосами типу Д шляхом проектування змінного робочого колеса з наперед визначеною крутизною напірної характеристики;

– основні результати досліджень дисертації використані при проведенні робіт з модернізації насоса Д 3200-75-2 насосної станції № 2 «Власівського водозабору» КП

«Кременчукводоканал» та в навчальному процесі СумДУ, що підтверджується відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, результати і висновки, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Серед них: розробка планів проведення досліджень; обробка та узагальнення результатів досліджень; участь у впровадженні результатів досліджень. Постановка завдань досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

У роботі [1] проаналізовано можливість енергоефективної сумісної роботи насосів типу Д на мережу, що визначається за критерієм крутизни напірної характеристики; у роботах [2, 6] виконано аналіз напірних характеристик насосів типу Д різних виробників з метою виявити залежність між шириною робочого колеса і кутом нахилу лопаті на виході та крутизною напірної характеристики насоса, огляд і аналіз існуючих способів регулювання насосних установок; у роботах [3, 4, 7, 8] проаналізовано структуру потоку у каналах робочих коліс насосів типу Д при зміні їх ширини на виході і встановлено діапазони раціональної зміни ширини робочого колеса на виході та крутизни напірної характеристики при зменшенні їх ККД у діапазоні не більше ніж на 5 % від його максимального значення; у роботі [5] проаналізовано існуючі методики визначення ширини робочого колеса на виході та встановлено математичну залежність між шириною робочого колеса та крутизною його напірної характеристики. Крім того, у роботах [3 – 5] здобувач самостійно провела числові дослідження та здійснила аналіз отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Черкаси, 2012 р.; м. Київ, 2013 р.) та Науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів та студентів СумДУ «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2011 р., 2013 р., 2015 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображені в 10 наукових роботах, з них: 5 публікацій за темою дисертаційної роботи опубліковані у наукових фахових виданнях, які входять до затвердженого переліку (у тому числі 2 публікації у виданнях, що індексуються у міжнародній наукометричній базі Scopus), також опубліковані тези 5 доповідей на науково-технічних конференціях. Матеріали дисертаційної роботи використовувались у звітах з НДР.

Структура й обсяг дисертації. Робота складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Повний обсяг дисертації складає 132 сторінки. Дисертаційна робота включає 48 рисунків, із яких 2 рисунки на окремих сторінках, 11 таблиць по тексту, 3 додатка на 10 сторінках, список використаної літератури із 81 найменування на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано її мету та задачі, визначено об'єкт, предмет та методи дослідження, наукову новизну та практичну цінність роботи.

У першому розділі проаналізовано сучасний стан енергоспоживання насосним обладнанням в Україні та світі, обґрунтовано актуальність досліджень з пошуку методів зниження споживання електроенергії, зокрема насосним обладнанням.

Розглянуто та досліджено існуючі проблеми функціонування насосних станцій, визначено основні причини неефективної їх роботи, а також розглянуті можливі шляхи їх вирішення. До основних причин не ефективної роботи насосних станцій віднесено: неможливість організації «гнучкого» регулювання подачі води встановленим насосним обладнанням у повній відповідності до нерівномірного водоспоживання (добового, тижневого, сезонного), що змінюється у значному діапазоні; «запаси» за подачею та напором насосних агрегатів, що закладалися при проектуванні; некваліфікований підбір на заміну обладнання організацією, яка експлуатує систему; вибір невідповідного способу регулювання подачі насосних станцій; заміна труб без відповідного гідравлічного розрахунку; знос насосного обладнання; невідповідність установленної потужності існуючих приводних електродвигунів потужності насосів, що працюють на знижених режимах. Основними проблемами слід вважати складність організації «гнучкого» регулювання подачі води шляхом впровадження систем регулювання подачі насосними станціями та низьку енергоефективність роботи насосних станцій через невідповідність параметрів існуючих насосів потребам мережі.

У розділі визначено, що за існуючих режимів функціонування систем водопостачання, що використовують насоси типу Д, при організації енергоефективної роботи насосних станцій в першу чергу необхідно звертати увагу на вибір методів регулювання та модернізації насосного обладнання з урахуванням особливостей систем регулювання. Звернута увага на те, що найбільш раціональним (за умови необхідності зміни параметрів роботи існуючих насосних станцій) є модернізація існуючих насосних агрегатів шляхом заміни робочих коліс (РК) без зміни геометричних параметрів інших елементів їх проточних частин. Така модернізація дозволяє адаптувати параметри насоса під вимоги системи регулювання та узгодити витрату насосної станції з потребами мережі за визначених наперед вимог технологічних споживачів.

У відповідності до обраного способу регулювання подачі має бути визначена форма напірної характеристики. Проведений аналіз показав, що ефективність обраного способу регулювання подачі насоса у значній мірі залежить від крутизни його напірної характеристики K . Найбільший вплив на неї серед геометричних розмірів усіх елементів РК чинить кут нахилу лопаті на виході з робочого колеса β_2 та його ширина на виході b_2 . Причому, ширина РК на виході b_2 впливає на напір та енергоефективність у більшому ступені ніж кут нахилу лопаті на виході β_2 .

Аналізом літературних джерел встановлено, що методика визначення ширини РК на виході b_2 в залежності від необхідної крутизни напірної характеристики насоса K відсутня. Цим визначено необхідність проведення подальших досліджень щодо

впливу геометричних параметрів робочого колеса двостороннього входу на крутизну його напірної характеристики шляхом проведення однофакторного числового дослідження робочого процесу з варіюванням лише ширини РК на виході.

Другий розділ. У розділі визначено та обґрунтовано методику проведення однофакторного числового дослідження впливу геометричних параметрів РК двостороннього входу на крутизну його напірної характеристики, умови та засоби проведення такого експерименту. Також проведено порівняння результатів числового та експериментального (стендові випробування насоса) досліджень.

Безпосередньо числове моделювання проводилося у програмному продукті ANSYS CFX 12.0, в основу якого закладено метод числового вирішення рівнянь фундаментальних законів гідромеханіки.

Загальний випадок руху в'язкої рідини описується системою рівнянь Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де $i, j = 1 \dots 3$ – сумування за однаковими індексами; x_1, x_2, x_3 – координатні вісі; t – час.

Компонент f_i виражає дію масових сил (Коріоліса та відцентрову). У цій системі рівнянь три компоненти швидкості u_1, u_2, u_3 та тиск p є невідомими. В'язкість рідини при швидкостях Маха до 0,3 приймається постійною.

Потік у елементах проточної частини насоса розглядається у відносній системі координат, тому

$$f_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})),$$

де $\vec{\omega}$ – кутова швидкість; \vec{r} – вектор радіуса (величина якого дорівнює відстані від цієї точки до осі обертання).

Зважаючи на те, що у відцентровому насосі (ВЦН) потік рідини завжди турбулентний, його моделювання за допомогою аналітичного рішення рівнянь Нав'є-Стокса, написаних для значень миттєвої швидкості досить складне. Тому для аналізу турбулентних потоків, використане осереднене рівняння Рейнольдса замість рівняння (1):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u'_i u'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i,$$

де u_1, u_2, u_3 – швидкості осереднені за часом; u'_1, u'_2, u'_3 – пульсаційні компоненти швидкості.

Для замикання рівнянь застосовувано стандартну k - ε модель турбулентності. Використовуючи цю модель, до системи рівнянь руху рідини додано два диференціальних рівняння, що описують перенос кінетичної енергії турбулентності k та енергії дисипації ε .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon),$$

де P_k – компонент, що виражає генерацію енергії k :

$$P_k = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}; \quad \Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри ε та μ_t розраховуються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2; \quad \mu_t = \rho C_\mu \mu + \frac{k^2}{\varepsilon}.$$



Рисунок 1 – Схема чисельного дослідження течії у РК

Константи k - ε моделі, згідно довідкових даних: $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,33$.

Числове дослідження течії у робочих колесах двостороннього входу проведено за алгоритмом, схема якого представлена на рис. 1.

Для дослідження були спроектовані робочі колеса з різною шириною на виході b_2 . Зміна цього параметру тягне за собою зміну відстані між основним і покривним дисками: при збільшенні ширини робочого колеса відстань між дисками збільшується (змінюється меридіанний перетин робочого

колеса), при зменшенні – зменшується (рис. 2), при цьому усі інші геометричні параметри робочого колеса залишалися незмінними.

Виходячи з конструктивних особливостей робочого колеса двостороннього входу, робочий процес яких досліджено у дисертаційній роботі, та прийнятими при створенні числової моделі припущеннями, розрахунковою областю визначено один канал половини робочого колеса без ущільнень. Така особливість постановки задачі дозволила одержати інтегральні характеристики робочих коліс насосів Д 3200-75-2, Д 6300-80-2, СЕ 2500-180, СЕ 2500-180-8, Д 6300-27-3, скоротивши об'єми розрахунків.

Також, частину досліджень проведено для трьох модифікацій робочого колеса насоса Д 3200-75-2, у яких було змінено тільки кут нахилу лопаті на виході з РК β_2 , усі інші геометричні його параметри було збережено (рис. 3)

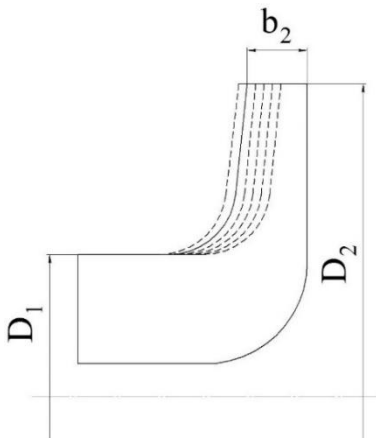


Рисунок 2 – Схема зміни меридіанного перетину РК ВЦН

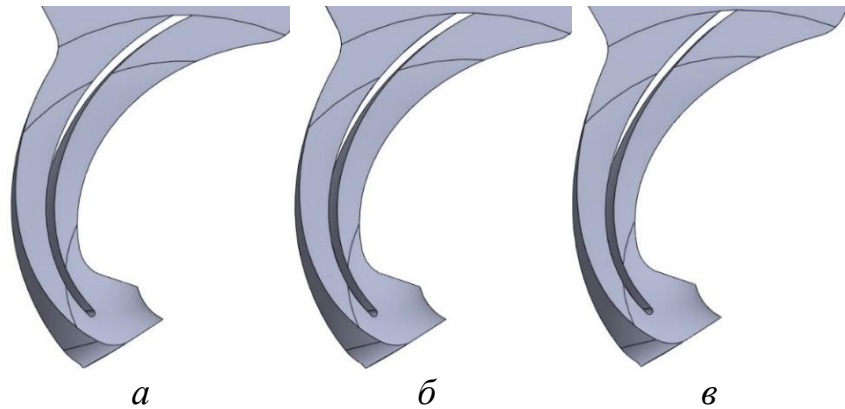


Рисунок 3 – Моделі розрахункової області рідини модифікацій РК насоса Д 320-75-2 з різними значеннями кута нахилу лопаті на виході: (а) – $\beta_2 = 26^\circ$; (б) – $\beta_2 = 28^\circ$; (с) – $\beta_2 = 32^\circ$

Для визначення можливості та коректності застосування числового моделювання для дослідження робочого процесу насосів типу Д використано метод порівняння результатів фізичного (пунктирна лінія рис. 4) та числового (суцільна лінія рис. 4) експериментів на прикладі насоса Д 6300-80-2. Графічна інтерпретація результатів представлена на рис. 4.

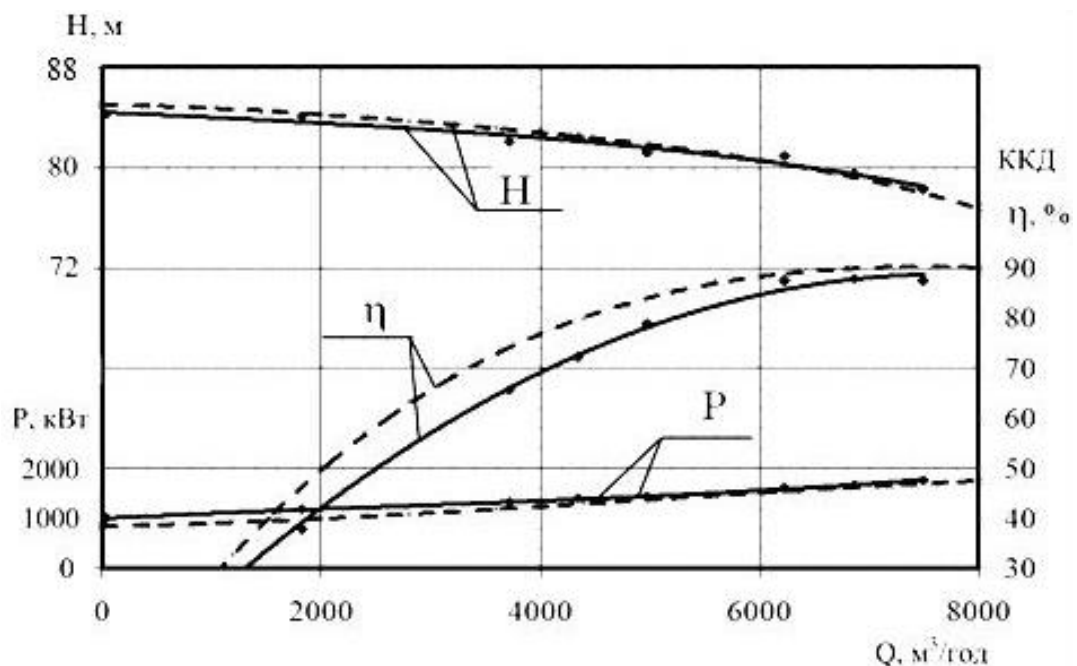


Рисунок 4 – Порівняння $Q-H$, $Q-P$ та $Q-\eta$ характеристик насоса Д6300-80-2

Порівняння результатів числового та експериментального досліджень показує, що неспівпадіння величини напору (H) та ККД (η) у зоні витрат, близьких до

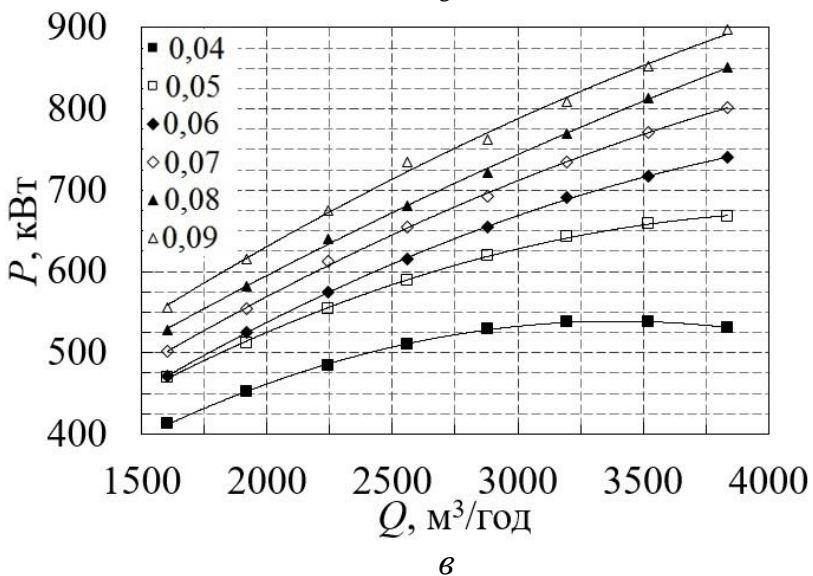
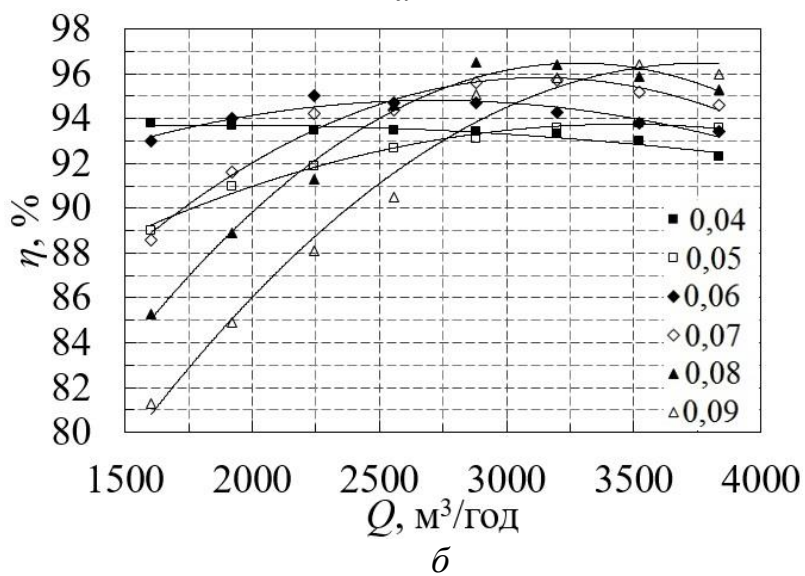
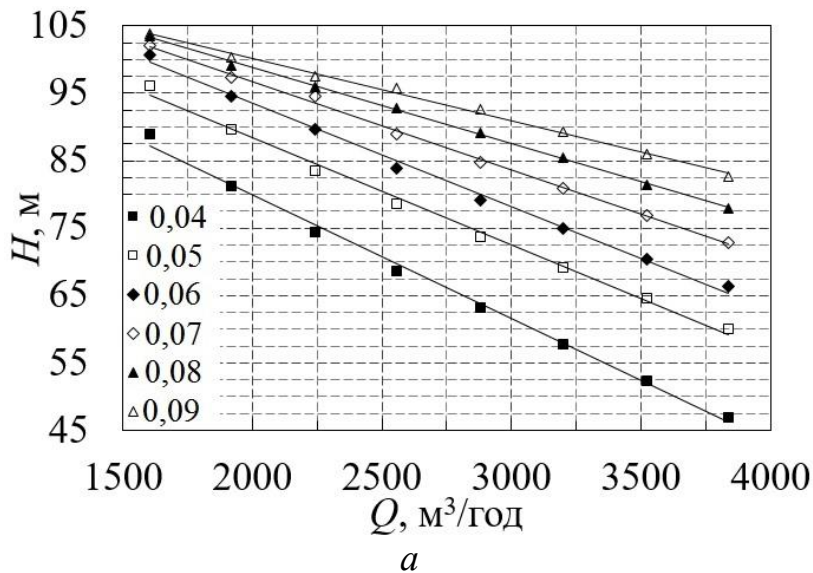


Рисунок 5 – Інтегральні характеристики робочих коліс насоса Д 3200-75-2:
(а) – $Q-H$ характеристика; (б) – $Q-\eta$ характеристика; (в) – $Q-P$ характеристика

оптимальних значень становить не більше 3 %, а неспівпадіння потужності (P) – не більше 6 %. Такі результати є підґрунтям висновку щодо адекватності числового моделювання робочого процесу насосів типу Д з використанням середовища ANSYS CFX 12.0. Тому можна вважати, що інші дані, отримані шляхом числового дослідження, мають необхідну точність та ними можна керуватися для подальших досліджень.

Результати проведеного числового моделювання робочого процесу робочих коліс двостороннього входу з використанням програмного продукту ANSYS CFX 12.0 представлені у **третьому розділі**. За їх результатами встановлено залежність між шириною робочого колеса (насосів типу Д) на виході b_2 та крутизною його напірної характеристики K і визначено інтегральний вплив геометричних параметрів інших елементів проточної частини насосів типу Д на крутизну їх напірної характеристики.

Застосування пакету прикладних програм ANSYS CFX 12.0 дозволило провести числовий однофакторний експеримент, у результаті якого отримано миттєві значення швидкостей і тисків у кожній комірці розрахункової сітки. Шляхом осереднення по масовій витраті цих величин

отримано інтегральні характеристики для усіх базових та модифікованих коліс. Як приклад, на рис. 5 представлено графіки залежностей $H = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ та $P = f(Q)$ для коліс насоса Д 3200-75-2 у діапазоні зміни відносної ширини РК b_2/D_2 від 0,04 до 0,09.

Аналіз одержаних даних дозволив визначити математичні залежності та розрахувати величину крутизни напірних характеристик насосів, що досліджувалися у дисертаційній роботі.

Математична залежність між крутизною напірної характеристики та шириною робочого колеса, яка отримана у результаті апроксимації отриманих даних у результаті числового експерименту за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,95$, виражається формулою (5):

$$K = a \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 - b \cdot \frac{b_2}{D_2} + c, \quad (5)$$

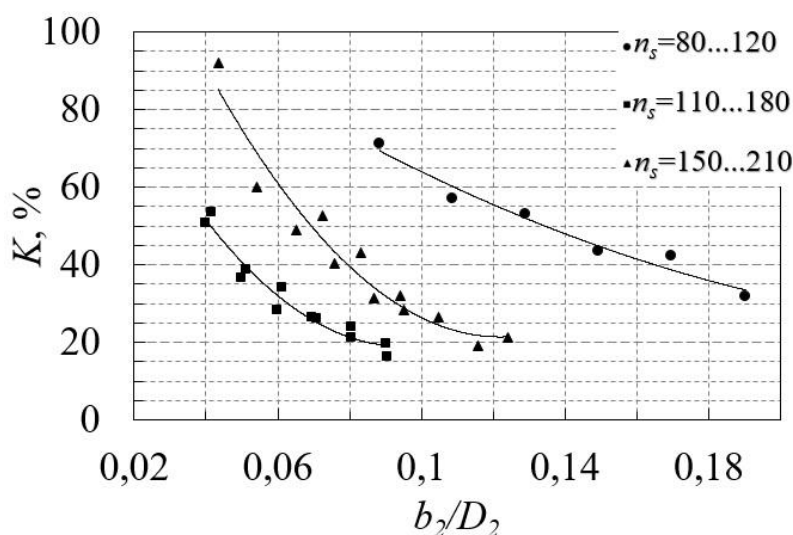


Рисунок 6 – Графік залежності крутизни K напірної характеристики від відносної ширини РК b_2/D_2 , $K=f(b_2/D_2)$

де a , b , c – коефіцієнти, що залежать від конструктивних особливостей робочого колеса: для РК з $n_s = 80...120$ значення коефіцієнтів становлять $a = 10946$; $b = 2068,4$ та $c = 116,8$; для РК з $n_s = 110...180$ – $a = 10335$; $b = 2520$ та $c = 175,1$; для РК з $n_s = 150...210$ – $a = 1240,1$; $b = 697,6$ та $c = 121,4$. Графічна інтерпретація отриманих результатів представлена на рис. 6.

Загальноприйнятим робочим діапазоном (за зміною витрати) для розглянутих ВЦН є діапазон, що характеризується зміною ККД у межах 5 % від його максимального значення ($\eta_{max} - 0,05 \eta_{max}$). Виходячи з цього, у розділі проведено розрахунки та визначено діапазони зміни крутизни напірної характеристики при зміні відносної ширини РК b_2/D_2 у межах 5 % зміни ККД ($\eta_{max} - 0,05 \eta_{max}$). Так, для РК з $n_s = 85$ (насосів Д 3200-75-2 та Д 6300-80-2) при зміні b_2/D_2 у межах 0,04 – 0,095 крутизна змінюється від 19 % до 51 %; для РК з $n_s = 115...125$ (насосів СЕ 2500-180 та СЕ 2500-180-8) при зміні b_2/D_2 у межах 0,045 – 0,095 – від 30 % до 90 %; для РК з $n_s = 160$ (насоса Д 6300-27-3) при зміні b_2/D_2 у межах 0,08 – 0,19 крутизна змінюється від 35 % до 70 %.

Одержані дані мають враховуватися при проведенні модернізації зазначеного насосного обладнання шляхом модернізації заміною робочих коліс з метою підвищення енергоефективності їх функціонування.

Проведені дослідження робочого процесу насосів шляхом постановки числового

експерименту з урахуванням інтегрального впливу інших геометричних параметрів елементів проточної частини насоса, дали можливість оцінити кінцеву зміну крутизни їх напірної характеристики.

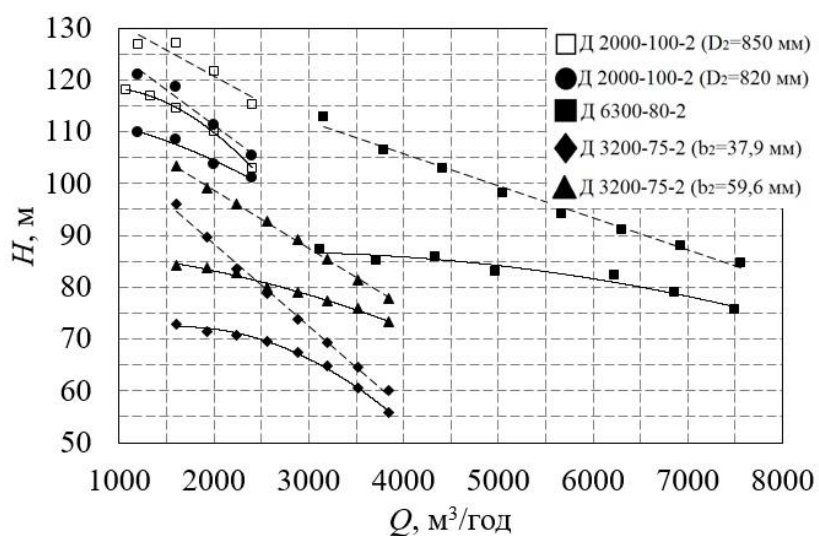


Рисунок 7 – Порівняння крутизни напірних характеристик насосів та робочих коліс

Загальна закономірність зміни крутизни напірної характеристики насоса (рис. 7) відповідає закономірності зміни крутизни напірної характеристик РК (зі збільшенням ширини РК на виході крутизна характеристики зменшується), проте відрізняється числовим значенням, яке має бути враховане через відповідний коефіцієнт Δ у формулі (6):

$$K = \Delta K_{PK}. \quad (6)$$

Оцінювання енергоефективності робочого процесу насосів при різних значеннях b_2/D_2 їх РК показує, що шляхом варіювання зміни їх ширини на виході можна змінювати не тільки крутизну напірної характеристики та напір, а й підвищувати енергоефективність робочого процесу. Так, результати числового дослідження роботи насоса Д 3200-75-2 з базовим ($b_2 = 59,6$ мм) та модифікованим ($b_2 = 37,9$ мм) робочими колесами демонструють, що використання змінного РК, ширина на виході якого зменшена, при модернізації насоса призводить до зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі завдяки усуненню зон відривів потоку та сприяє більш рівномірному виходу потоку з нього та входу у спіральний двозавитковий відвід. Це, у свою чергу, призводить до підвищення ККД насоса у цілому. При цьому потужність насоса з більш вузьким РК на виході менша за потужність насоса базової комплектації, що значно підвищує привабливість застосування такого виду модернізації насосного агрегату. Обґрунтування такого висновку дають результати числового дослідження представлені на рис. 8 та 9.

При зменшенні ширини РК змінюється картина течії у насосі. Течія у насосі з вузьким колесом є більш рівномірною, ніж у насосі з оригінальним. Відсутні значні площі низькопотенційних зон у каналах РК, і, як наслідок, зменшуються гідравлічні втрати.

Результати проведених досліджень показують, що при проектуванні змінних робочих коліс з наперед заданою крутизною напірної характеристики насоса необхідно враховувати математичну залежність виду $K_{PK} = f(b_2/D_2)$ (формула 5), одержану в дисертаційній роботі, та вплив інших елементів проточної частини, врахуванням їх через коефіцієнт Δ , використовуючи формулу (6).

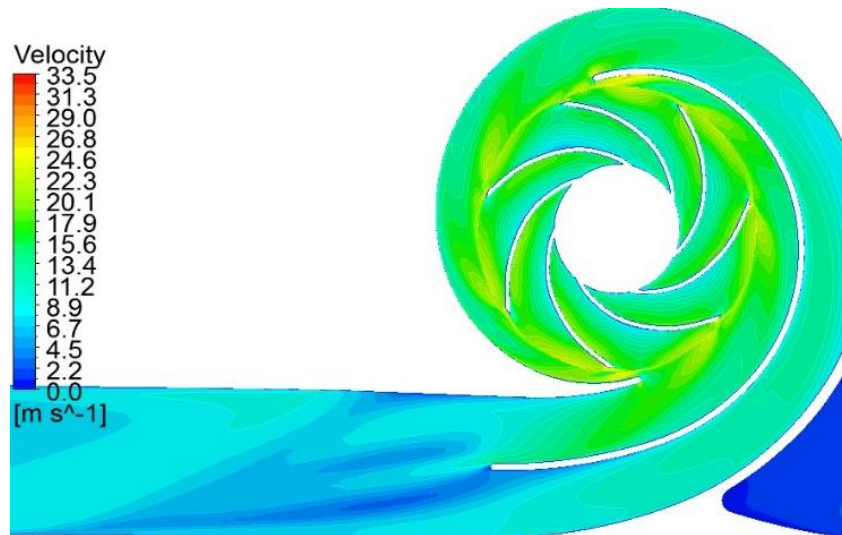


Рисунок 8 – Картина розподілу відносної швидкості потоку у насосі Д 3200-75-2 з $b_2 = 37,9$ мм

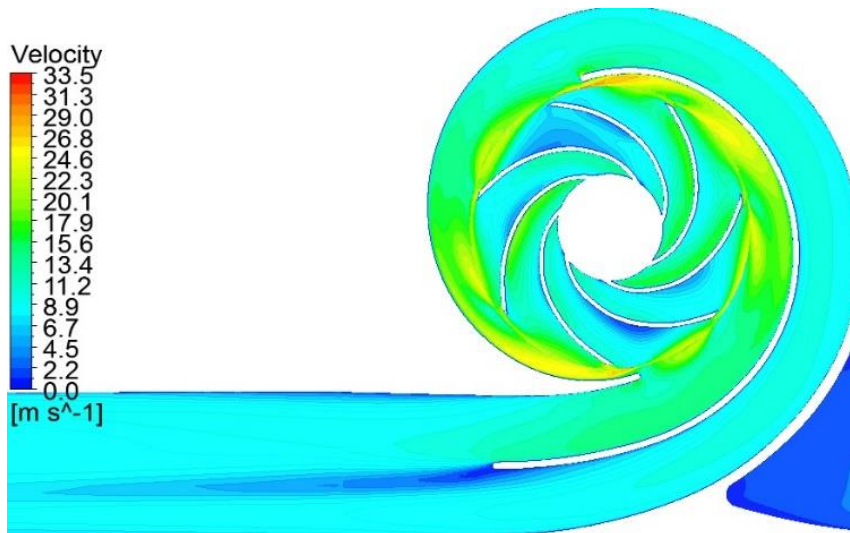


Рисунок 9 – Картина розподілу відносної швидкості потоку у насосі Д 3200-75-2 з $b_2 = 59,6$ мм

У **четвертому розділі** проаналізовано результати дослідження щодо узгодження напірних характеристик насосів Д 4000-95-2 та Д 3200-75-2 для сумісної їх роботи на мережу (за номінальними робочими точками, за напором та крутизною їх напірних характеристик), що мають працювати паралельно на одній насосній станції. Узгодження їх напірних характеристик проведено шляхом заміни робочого колеса насоса Д 3200-75-2. Модернізація оригінального робочого колеса проведена зміною ширини з $b_2 = 59,6$ мм на $b_2 = 37,9$ мм. Оцінювання енергоефективності функціонування насосних агрегатів проведено на основі розрахункових та реальних значень питомих витрат електроенергії на перекачування 1 м^3 рідини.

Як видно з рис. 10, нова напірна характеристика насоса Д 3200-75-2 перетинає напірну характеристику насоса Д 4000-95-2 у точці, в якій напір H приблизно дорівнює 56 м, а подача $Q = 3750 \dots 3800 \text{ м}^3/\text{год}$, за сумарної подачі насосної станції $7500 \text{ м}^3/\text{год}$.

При модернізації шляхом зменшення зовнішнього діаметра робочого колеса

крутизна його напірної характеристики майже не змінюється і проходить у робочому діапазоні майже паралельно початковій, що за умови паралельної роботи зазначених насосів унеможливорює функціонування насосної станції за визначеної її робочої точки.

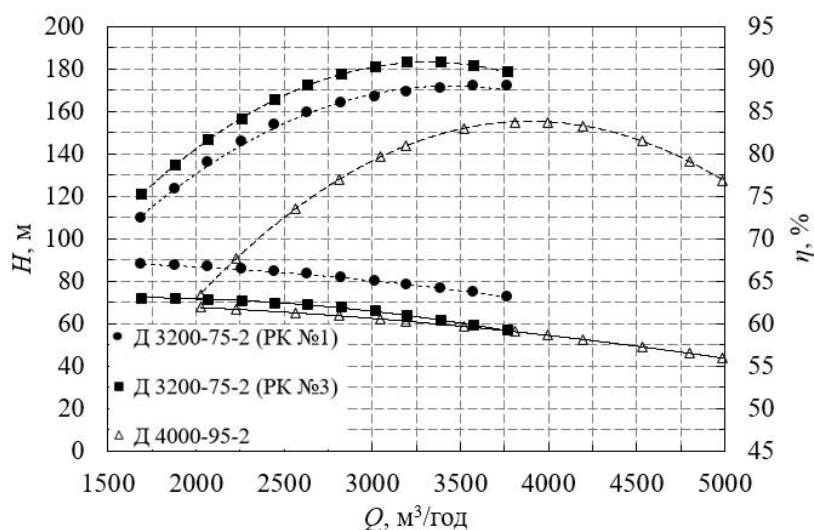


Рисунок 10 – Напірні та енергетичні характеристики насоса Д 3200-75-2 до (з РК № 1) і після (з РК № 3) модернізації та насоса Д 4000-95-2 ($D_2 = 695$ мм)

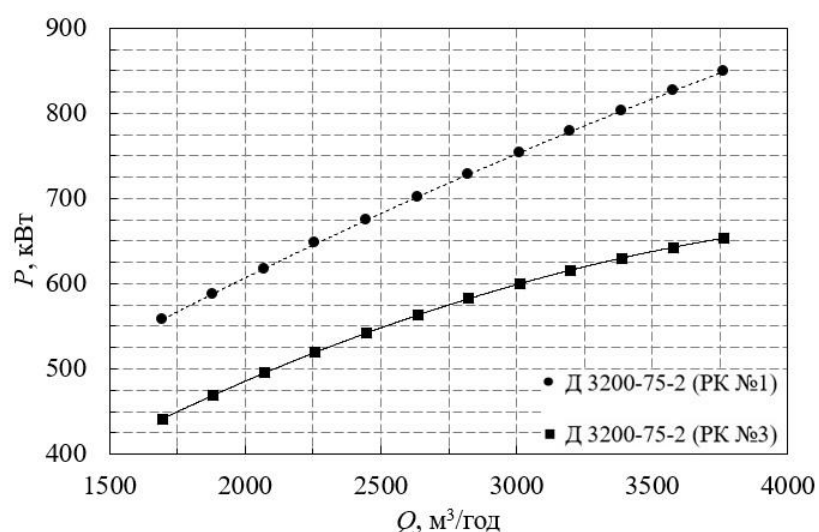


Рисунок 11 – Характеристики потужності насоса Д 3200-75-2 до (РК № 1) та після (РК № 3) модернізації

використання змінного робочого колеса зі зменшеним значенням його ширини на виході. Використання такого робочого колеса дозволяє отримати більше значення крутизни напірної характеристики без зниження ККД насосного агрегату та підвищити енергоефективність його робочого процесу.

Випробування проведено у відповідності до чинних методик та стандартів. Результати випробувань підтверджують висновки, зроблені за результатами числових досліджень, щодо тенденції зменшення потужності насоса при зменшенні ширини робочого колеса на режимах роботи насоса з подачею вище номінальної (рис. 11).

За рахунок зміни ширини РК на виході змінено крутизну напірної характеристики насоса Д 3200-75-2 (збільшилася до 13,5%), і тим самим проведено узгодження напірних характеристик насосів для їх сумісної паралельної роботи на мережу за визначеної робочої точки насосної станції.

Згідно розрахунків, питомі витрати електроенергії при модернізації насоса шляхом зміни D_2 робочого колеса мають становити $0,19$ кВт/м³, а при зміні значення b_2 розрахункові питомі витрати становлять $0,167$ кВт/м³, що на 8% менше. Фактичні питомі витрати електроенергії (за результатами проведених випробувань на місці експлуатації) становлять $0,174$ кВт/м³.

Отже, результати експериментальних досліджень підтвердили положення роботи щодо доцільності модернізації насосних агрегатів шляхом

П'ятий розділ присвячено методиці вирішення проблем функціонування насосних станцій, як технічно складних систем, з використанням методів вирішення проблем «оптимальне рішення» та «абсолютне рішення» теорії системного аналізу.

Існуючу математичну модель функціонування насосної станції з насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі (за умови матеріального та енергетичного балансу системи «насосна станція-мережа»), яка комплексно враховує характеристику гідравлічної мережі та спосіб регулювання подачі насосної станції, доповнено математичною залежністю крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході для врахування форми напірної характеристики при виконанні її модернізації:

$$\left\{ \begin{array}{l} H = H_c + s_m Q^2; \\ Q_{n,i} + Q_{n,i+1} = Q; \\ H = k_i \cdot \frac{\left(\frac{\pi D_{2,i} n_i}{60} \right)^2 - \frac{\pi D_{2,i} n_i}{60} \cdot \frac{Q_{n,i}}{\pi D_{2,i} b_{2,i}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2,i}}{g} + s_{n,i} Q_{n,i}^2; \\ H = k_{i+1} \cdot \frac{\left(\frac{\pi D_{2,i+1} n_{i+1}}{60} \right)^2 - \frac{\pi D_{2,i+1} n_{i+1}}{60} \cdot \frac{Q_{n,i+1}}{\pi D_{2,i+1} b_{2,i+1}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2,i+1}}{g} + s_{n,i+1} Q_{n,i+1}^2; (7) \\ K_i = \Delta \cdot \left(a_i \cdot \left(\frac{b_{2,i}}{D_{2,i}} \right)^2 - b_i \cdot \frac{b_{2,i}}{D_{2,i}} + c_i \right); \\ K_{i+1} = \Delta \cdot \left(a_{i+1} \cdot \left(\frac{b_{2,i+1}}{D_{2,i+1}} \right)^2 - b_{i+1} \cdot \frac{b_{2,i+1}}{D_{2,i+1}} + c_{i+1} \right) \end{array} \right.$$

де H_c – статичний напір, обумовлений різницею геодезичних відміток споживача і насосної станції водопостачання, причому $H_c = \text{const}$ для певної системи «насосна станція - споживач»; s_m – коефіцієнт, що характеризує гідравлічний опір мережі; s_n – коефіцієнт, що характеризує внутрішній гідравлічний опір насоса, а отже другий член рівняння визначає сумарні гідравлічні втрати відцентрового насоса, що пропорційні квадрату подачі насоса Q_n ; k_i – коефіцієнт для врахування кінцевої кількості лопатей i -го насоса; K_i – крутизна напірної характеристики i -го насоса.

Ця методика передбачає використання методу розрахунку робочого колеса з наперед визначеною крутизною напірної характеристики насоса. Застосування методики дозволяє проводити проектування змінних робочих коліс насосів типу Д при одночасній зміні крутизни напірної характеристики та підвищенні енергоефективності функціонування насосних агрегатів.

ВИСНОВКИ

У дисертації отримано нові науково обґрунтовані результати, що вирішують важливу науково-практичну задачу – підвищення енергоефективності функціонування насосної станції з насосами типу Д шляхом заміни їх робочих коліс на нові, спроектовані з наперед визначеною крутизною напірної характеристики. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. При аналізі проблем функціонування насосних станцій систем водопостачання встановлено, що основними серед них є вибір нераціонального способу регулювання їх подачі та неможливість організації «гнучкого» регулювання з використанням встановленого насосного обладнання. Аналіз попередніх досліджень показав, що ефективність обраного способу регулювання подачі насоса у значній мірі залежить від крутизни його характеристики, тому для організації енергоефективної роботи насосної станції за умови змінної подачі необхідно забезпечити відповідність напірних характеристик насосів обраному способу регулювання та їх відповідність між собою.

2. Рациональний діапазон зміни відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 та крутизни напірної характеристики у межах зменшення ККД не більш ніж на 5 % від максимального значення для робочих коліс з $n_s = 85$ (насосів Д 3200-75-2 та Д 6300-80-2) становить 0,04 – 0,095 при цьому крутизна змінюється від 19 % до 51 %; для робочих коліс з $n_s = 115...125$ (насосів СЕ 2500-180 та СЕ 2500-180-8) – 0,045 – 0,095 при цьому крутизна змінюється у межах від 30 % до 90 %; для робочих коліс з $n_s = 160$ (насоса Д 6300-27-3) – 0,08 – 0,19 при зміні крутизни у межах від 35 % до 70 %.

3. Встановлено, що зі зменшенням відносної ширини b_2/D_2 досліджуваних робочих коліс, функція характеристики потужності зменшує швидкість зростання, а при деякому її значенні потужність починає зменшуватися у діапазоні подач більших за $Q_{розр}$. Так, для робочого колеса з $n_s = 85$ потужність починає знижуватися при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,04; для робочого колеса з $n_s = 115$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,065; для робочого колеса з $n_s = 125$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,08; для робочого колеса з $n_s = 160$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,12, що має бути враховано при проектуванні змінних коліс. Зі збільшенням значення коефіцієнта швидкохідності робочого колеса відстежується тенденція спадання характеристики потужності при меншому значенні подачі.

4. Аналіз даних, отриманих при проведенні числового дослідження робочого процесу робочих коліс, дозволив вперше встановити математичну залежність між його шириною на виході та крутизною напірної характеристики, що дозволяє проектувати робочі колеса з наперед визначеною крутизною напірної характеристики. Для визначення крутизни напірної характеристики насоса необхідно використовувати коефіцієнт Δ , що враховує інтегральний вплив інших елементів його проточної частини.

5. Обґрунтовано та експериментально доведено доцільність при модернізації насосів типу Д використання змінних робочих коліс зі зменшеним значенням їх ширини на виході. Це дозволяє отримати необхідне значення крутизни напірної характеристики без погіршення енергетичних показників робочого процесу насоса.

6. Обґрунтовано застосування теорії системного аналізу при виборі способу вирішення проблем підвищення енергоефективності функціонування насосних станцій з насосами типу Д з використанням методів «оптимальне рішення» та «абсолютне рішення». При використанні першого методу характеристика мережі вважається незмінною та такою, що накладає обмеження на модернізацію насосної станції, а при використанні другого методу може стати об'єктом модернізації, як і характеристика насоса (насосів).

7. Модель функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі доповнена залежністю $K = f(b_2)$, що дає можливість враховувати цей параметр при виборі способу модернізації насосних агрегатів та прогнозуванні показників енергоефективності роботи насосної станції.

8. Отримані у дисертаційній роботі результати дозволяють у подальшому проводити модернізацію насосної станції з насосами типу Д з метою підвищення її енергоефективності шляхом модернізації лише робочих коліс насосів, спроектованих з наперед визначеною крутизною їх напірних характеристик.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Богданович В. С. Результати аналізу застосування насосного обладнання в системах водозабезпечення / В.С. Богданович // Вісник Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського. — 2012. — № 4. — С. 18-22.

2. Богданович В. С. Аналіз залежності крутизни напірної характеристики насоса від геометричних параметрів робочого колеса / В.С. Богданович, М.І. Сотник, С.О. Лугова // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2013. — №4. — С. 52-56.

3. Milykh V. Analysis of the impact of impeller outlet width on the steepness of pressure characteristic / V. Milykh, M. Sotnyk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. — 2016. — №3/7(81). — С. 15-20.

4. Milykh V. Numerical Study Of Impeller Outlet Width On Characteristic Curve Slope Of The Centrifugal Impeller Influence / V. Milykh, M. Sotnyk // The Journal "Scientific Bulletin Of National Mining University". — 2016. — №3. — С. 60-65.

5. Мілтих В. С. Вплив ширини каналу робочого колеса на крутизну напірної характеристики при проектуванні змінних коліс насосів типу Д / В.С. Мілтих, М.І. Сотник, С.О. Лугова // Журнал інженерних наук. — 2016. — №1. — Том 3. — С. В1-В8.

6. Богданович В. С. Результати аналізу застосування насосного обладнання в системах водозабезпечення / В.С. Богданович, Л.В. Гапич, М.І. Сотник // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали 17 міжнародної науково-технічної конференції (Черкаси, 17 – 20 квітня). — Черкаси : Академія пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля МНС України, 2012. — С. 153.

7. Богданович В. С. Про способи розширення зони високої енергоефективності роботи насосів / В.С. Богданович, М.І. Сотник, С.О. Лугова // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали 18 міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 21 – 24 травня). — Київ : НТУУ «КПІ», 2013. — С. 123-124.

8. Богданович В. С. Чисельне дослідження залежності нахилу характеристичної кривої відцентрового робочого колеса від ширини колеса на виході / В.С. Богданович // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій: конференція присвячена Дню науки в Україні (Суми, 14 – 17 квітня) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г.Євтухов. — Суми : СумДУ, 2015. — Ч.ІІ. — С. 64-65.

АНОТАЦІЯ

Мілтих В.С. «Підвищення енергоефективності насосної станції з насосами типу Д впливом геометричних параметрів їх робочих коліс на форму напірної характеристики». - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2016 р.

Робота спрямована на подальший розвиток науково-методичного забезпечення розв'язання задачі підвищення енергетичної ефективності роботи насосної станції з насосами типу Д шляхом заміни їх робочих коліс на нові, спроектовані з наперед визначеною крутизною напірної характеристики. За результатами огляду науково-технічної інформації визначена та обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані її мета і задачі. Поставлену наукову задачу вирішено шляхом впливу на крутизну напірної характеристики насоса зміною ширини робочого колеса на виході.

За результатами математичного моделювання робочого процесу робочих коліс насосів типу Д отримано картини течії у робочому колесі та визначено вплив зміни його ширини на виході на його напірні та енергетичні характеристики. Математична залежність крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході отримана за умови незмінності інших геометричних розмірів елементів проточної частини насосів типу Д.

На базі результатів проведеного дослідження уточнено математичну модель функціонування насосної станції з насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі, яка комплексно враховує характеристику гідравлічної мережі, форму напірної характеристики насоса та спосіб регулювання подачі насосної станції.

Існуюча методика розрахунку робочого колеса доповнена залежністю крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході для проектування з наперед визначеною крутизною напірної характеристики, що дає можливість підвищення енергоефективності функціонування насосних агрегатів типу Д у складі насосних станцій.

Ключові слова: відцентровий насос, робоче колесо, крутизна напірної характеристики, ширина робочого колеса на виході, кут нахилу лопаті на виході.

АННОТАЦИЯ

Милтых В.С. «Повышение энергоеффективности насосной станции с насосами типа Д влиянием геометрических параметров их рабочих колес на форму напорной характеристики». - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумской государственной университет, Сумы, 2016 г.

Работа направлена на дальнейшее развитие научно-методического обеспечения решения задачи повышения энергетической эффективности работы насосной станции с насосами типа Д путем замены их рабочих колес на новые, спроектированные с предопределенной крутизной напорной характеристики. По результатам анализа научно-технической информации определена и обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы ее цели и задачи. Поставленную научную задачу решено путем воздействия на крутизну напорной характеристики насоса изменением ширины рабочего колеса на выходе.

По результатам математического моделирования с использованием численных моделей получены картины течения в рабочем колесе и определено влияние изменения его ширины на выходе на его напорные и энергетические характеристики. Математическая зависимость крутизны напорной характеристики от ширины рабочего колеса на выходе получена при неизменности других геометрических размеров элементов проточной части насосов типа Д. Для колес насосов типа Д с $n_s = 85...160$ впервые определен диапазон изменения крутизны напорной характеристики, которая достигается изменением ширины рабочего колеса на выходе, при отклонении показателей энергоэффективности функционирования насоса в пределах 5 % от их номинальных значений. Установлено, что с уменьшением относительной ширины b_2/D_2 исследуемых рабочих колес, функция характеристики мощности уменьшает скорость возрастания, а при некотором ее значении мощность начинает уменьшаться в диапазоне подач больших за расчетное значение

На базе результатов проведенного исследования уточнена математическую модель функционирования насосной станции с насосами типа Д при использовании ступенчатого регулирования ее подачи, которая комплексно учитывает характеристику гидравлической сети, форму напорной характеристики насоса и способ регулирования подачи насосной станции.

Существующая методика расчета рабочего колеса дополнена зависимостью крутизны напорной характеристики от ширины рабочего колеса на выходе для проектирования с предопределенной крутизной напорной характеристики, что предоставляет возможность повысить энергоэффективность функционирования насосных агрегатов типа Д в составе насосных станций.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, крутизна напорной характеристики, ширина рабочего колеса на выходе, угол наклона лопасти на выходе.

ABSTRACT

Miltykh V. “The increasing of pumping station with type D pumps energy efficiency by impellers geometrical parameters influence on pressure characteristics form”. - Manuscript.

Technical sciences candidate’s thesis on speciality 05.05.17 - Hydraulic machines and hydropneumatics aggregates. – Sumy State University, Sumy, 2016.

The work is focused on the further scientific and methodological support development of the improving the energy efficiency of the pumping station with pumps of type D problem solving by replacing its impellers on the new ones, which are designed with predetermined slope of characteristic curve. According to the scientific and technical information analysis results, the dissertation theme relevance is determined and grounded, its goals and objectives are formulated. The assigned scientific task is solved by affecting on slope of characteristic curve changing impeller outlet width.

According to the mathematical modeling results using numerical models, impeller flow patterns are developed and its width output changing effect on its pressure and power characteristics is determined. Slope of characteristic curve mathematical dependence on impeller outlet width is obtained using other type D pumps firm parts elements geometrical dimensions.

For type D impellers with $n_s = 85...160$ the slope of characteristic curve change range was firstly defined, which is achieved by impeller outlet width changing under pump operation energy efficiency rate deviation within 5 % from its nominal values.

On the basis of the study results, the pumping station with type D pumps functioning mathematical model was refined, using its step control supply, which takes into account hydraulic network characteristics, characteristic curve form and the pump station supply regulating method.

The existing impeller calculating method is complemented by slope of characteristic curve from impeller output width for engineering with predetermined slope of characteristic curve, which provides an opportunity to increase energy efficiency of type D pumping units functioning being a part of the pumping stations.

Keywords: centrifugal pump, impeller, characteristic curve slope, impeller outlet width, blade outlet angle.

Підписано до друку 30.08.2016 р.

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. № 711.

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

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

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК№ 3062 від 17.12.2007 р.