

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет

Молошній Олександр Миколайович



УДК 621.65

**ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ПІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ ГЕРМЕТИЧНОГО  
МОНОБЛОЧНОГО НАСОСА З ПОРОЖНИСТИМ ВАЛОМ НА ЙОГО  
РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ**

05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Суми – 2019

**Дисертацією є рукопис.**

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

**Наукові керівники:**

доктор технічних наук, доцент  
**СОТНИК Микола Іванович**,  
Сумський державний університет,  
доцент кафедри «Прикладної гідроаеромеханіки»;

доктор філософії, доцент  
**ШУЛЬЦ Пшемислав, PhD**  
Вроцлавський університет науки і техніки (Польща)  
доцент кафедри «Основ конструювання та гідромашин».

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, доцент  
**РОГОВИЙ Андрій Сергійович**  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, професор кафедри теоретичної механіки та  
гідравліки, м. Харків;

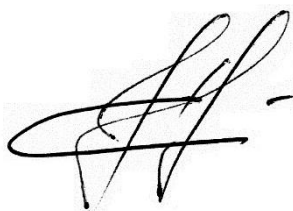
кандидат технічних наук, с.н.с  
**БАДАХ Валерій Миколайович**  
Національний авіаційний університет, завідувач кафедри  
гідрогазових систем, м. Київ.

Захист відбудеться «20» грудня 2019 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К55.051.03 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 «19» листопада 2019 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Є.М. Савченко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Насоси є невід'ємним елементом промислових систем, що експлуатуються в Україні та світі. Одними із найважливіших показників їх функціонування є енергоефективність та надійність, які впливають на вартість життєвого циклу. Основними причинами аварій насосних агрегатів є пошкодження вузлів кінцевих ущільнень (30...45%), пошкодження підшипникових вузлів (20...40% випадків). Для насосів, що транспортують небезпечні та шкідливі речовини, вихід з ладу у межах визначеного терміну їх експлуатації є недопустимим. Виходячи з вище представлених даних актуальним є застосування герметичних моноблочних насосів.

Вивченням робочого процесу герметичних насосів займалися такі вчені, як: Сінев, Васильцов, Буренін, Вишневський, Ньюмаєр та ін. Результати їх роботи, дали змогу підвищити енергоефективність робочого процесу та розширили діапазон застосування герметичних насосів з підвищенням показників їх надійності. Перспективним напрямком є подальша розробка конструктивних схем герметичних насосних агрегатів, що містять порожнисті вали, які одночасно є підвідними пристроями та елементами опорних вузлів. Вирішення цієї проблеми можливе з виконанням комплексу наукових досліджень особливостей робочого процесу герметичних насосів з порожнистим валом.

Підвищення надійності та енергоефективності моноблочного насоса зазначеної конструкції потребує додаткового вивчення гідравлічних та енергетичних процесів в його вузлах та проточній частині з урахуванням взаємного впливу гідравлічних та електричних конструктивних елементів. Виходячи з цього, удосконалення конструкції герметичних насосів є актуальною проблемою сьогодення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалася згідно плану науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України. Окремі положення дисертаційної роботи розроблялися при виконанні науково-дослідної роботи «Дослідження робочих процесів насосів і приводів» (№ ДР 0114U000069). Здобувач брав безпосередню участь як виконавець науково-дослідної роботи «Розробка автоматизованої системи моніторингу та короткострокового прогнозування теплоспоживання для ефективного управління енергоспоживанням об'єктів МОН України» (№ ДР 0115U000664с).

**Мета та задачі дослідження.** Мета роботи – удосконалення конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основі результатів наукових досліджень впливу особливостей конструкції підвідного пристрою на течію та енергетичні процеси в проточній частині насоса і елементах електродвигуна.

### **Задачі дослідження:**

– визначити сфери застосування герметичних насосів та проаналізувати їх конструкційні схеми, виявити можливі шляхи підвищення їх надійності та енергоефективності, дослідити вплив різних конструкцій підвідного пристрою насоса на його робочий процес;

– визначити параметри прототипу герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом та дослідити взаємозалежність його гідродинамічних та

електромагнітних процесів;

- створити розрахункову модель герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом та провести розрахунковий експеримент для визначення параметрів його робочого процесу, коригування з метою удосконалення конструкції герметичного моноблочного насоса та його розрахункової моделі;

- провести фізичний експеримент з метою підтвердження результатів наукового дослідження особливостей робочого процесу та визначення основних робочих параметрів насоса і порівняти отримані результати з результатами числового моделювання робочого процесу насоса з метою визначення їх адекватності;

- дослідити вплив параметрів осьового підвідного пристрою (ОПП) на структуру потоку на вході в робочого колеса (РК) і, як наслідок, на робочий процес герметичного моноблочного насоса та на кавітаційні процеси в його проточній частині;

- визначити основні взаємозалежності геометричних параметрів елементів проточної частини герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом, що впливають на енергоефективність його робочого процесу.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом.

**Предмет дослідження** – вплив геометричних параметрів елементів проточної частини та електродвигуна герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом на його напірні, енергетичні та кавітаційні характеристики.

**Методи досліджень.** Поставлені задачі дослідження вирішувалися шляхом аналізу літературних джерел, використання розрахунково-аналітичного методу, методу фізичного моделювання на стенді, методу числового моделювання за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Аналіз літературних джерел дозволив встановити проблемні моменти герметичних насосів, що обумовило вибір теми дослідження, обґрунтувати її актуальність, сформулювати мету та задачі дослідження. Розрахунково-аналітична частина базувалася на використанні сучасних досягнень теорій турбомашин, механіки рідини й газу. Вірогідність отриманих наукових результатів забезпечується використанням широко апробованих і визнаних методів дослідження прикладної гідроаеромеханіки, які підтверджуються результатами порівняння розрахункових та експериментальних даних. В рамках фізичного експерименту була проведена апробація проточної частини герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом на дослідницькому стенді. Точність та достовірність отриманих експериментальних даних була забезпечена використанням методики проведення випробувань згідно стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань».

**Наукова новизна отриманих результатів:**

- вперше визначено вплив комплексу факторів навантаження ротора (ваги, гідродинамічних та магнітних сил) на робочий процес підшипників ковзання та зворотній зв'язок елементів конструкції підшипників ковзання на гідродинамічні та магнітні складові робочого процесу електродвигуна герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом;

- вперше визначено діапазон величин діаметрів ОПП з точки зору мінімальних гідравлічних втрат в ОПП насоса ( $n_s$  в діапазоні 60...70) та електричних втрат в роторних магнітопроводах електродвигуна за умови порожнистого валу;
- вперше досліджено вплив ОПП з обертовими стінками та дифузором перед входом в РК на структуру потоку на вході в РК та визначено параметри розподілення швидкостей за різних конструктивних особливостей ОПП;
- вперше встановлено та описано математично взаємозалежність між величиною діаметра ОПП та крутизною напірної характеристики насоса;
- вперше визначено вплив обертання ОПП з різною швидкістю на протікання кавітаційних процесів в ОПП і РК та встановлено, що перші прояви кавітації спостерігаються в РК, а зменшення діаметру ОПП призводить до зміни місця виникнення кавітації і напрямку її розповсюдження;
- вперше за результатами дослідження структури течії на виході з дифузора ОПП герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом уточнено рекомендації щодо проектування вхідної частини лопатей РК;
- уточнено рекомендації щодо проектування герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом, що вперше враховують основні взаємозалежності геометричних параметрів елементів його проточної та електричної частини.

#### **Практичне значення:**

- уточнено рекомендації щодо проектування герметичного моноблочного відцентрового насоса з порожнистим валом з врахуванням основних взаємозалежностей геометричних параметрів елементів його проточної та електричної частини, які враховують взаємозалежність гідравлічних та електромагнітних втрат. Використання зазначених взаємозалежностей при проектуванні дозволяє визначати раціональний діаметр порожнистого валу. Визначено вплив геометричних параметрів ОПП на характеристики насоса, що дозволяє прогнозувати крутизну його напірної характеристики з урахуванням основних геометричних параметрів ОПП;
- сформульовано рекомендації щодо конструктивних геометричних особливостей внутрішніх поверхонь ОПП. Підтверджено, що найменші втрати енергії в конфузорі є при застосуванні стінки з профілем, що визначається з рівняння  $dp/dx=const$ , в дифузорі – при застосуванні раптового розширення та двоступеневого кута розкриття;
- створено декілька нових конструктивних схем герметичних відцентрових моноблочних насосів та отримано 2 патенти України на корисну модель;
- сформульовано рекомендації щодо врахування конструктивних обмежень проточної частини (в тому числі ОПП) при визначенні величини кавітаційного запасу насоса;
- основні результати дослідження були впроваджені в навчальний процес Сумського державного університету в курсах «Розрахунок та проектування насосів», «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» та «Теорія турбомашин» для студентів за спеціальностями 131 «Прикладна механіка» освітньої програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» освітнього

рівня бакалавр та магістр та при проектуванні і модернізації насосів, що виробляє ТОВ «Сумський машинобудівний завод».

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковими керівниками. Результати роботи розкриті в написаних у співавторстві наукових публікаціях [1-18], зокрема: у дослідженні [1] проведено числове моделювання робочого процесу насоса з використанням програмного комплексу ANSYS CFX для порівняння характеристик насоса за різних варіантів геометрії ОПП та його аналіз. В працях [2–3] проведено числове моделювання кавітаційних процесів в насосі за різних робочих параметрів та визначено вплив геометричних параметрів ОПП на кавітаційні процеси та характеристики. У роботі [4] розкрита інформація щодо розробленої нової проточної частини насоса, проведення фізичного експерименту на випробувального стенду для визначення робочих параметрів насоса та числового моделювання робочого процесу насоса з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. Здійснено порівняння характеристик насоса з базовим та запропонованими варіантами ОПП. Проведено аналіз структури течії та розподілу швидкостей на вході в РК. В праці [5] приведено інформацію щодо проведеного фізичного експерименту та числового моделювання кавітаційних процесів у насосі за різних діаметрів ОПП. Проведено аналіз структури зон кавітації та умов їх виникнення. У роботі [6] за допомогою числового моделювання визначено вплив негладких стінок ОПП на робочий процес, встановлено залежності характеристик насоса від геометричних параметрів ребер або канавок на стінках ОПП. Крім того, в дослідженнях [1-18] здобувач самостійно проводив аналітичні розрахунки, числове моделювання та фізичний експеримент, брав участь у формуванні висновків.

На основі проведених досліджень отримано два патенти України на корисну модель «Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом» [19], «Герметичний мотор-насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою» [20].

**Апробація результатів роботи.** Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на XVI – XIX міжнародних науково-технічних конференціях АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, СумДУ, 2015 р., м. Харків, УкрДУЗТ, 2016 р., м. Вінниця, ВНТУ, 2017 р., м. Львів, НЛТУ, 2018 р.), XXI – XXII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, НТУУ «КПІ», 2016 р., м. Черкаси, ЧПБ ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗ України, 2017 р.), Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, СумДУ, 2015 р., 2017 р.), IV-VI Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, СумДУ, 2016 р., 2018 р., 2019 р.), II міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Ресурсозбереження та енергоефективність інженерної інфраструктури урбанізованих територій та промислових підприємств» (м. Харків, ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2 – 27 лютого 2016 р.).

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковані в 20 наукових працях, серед яких 4 наукових статті у фахових виданнях України, 2 наукові статті у закордонних наукових виданнях (у тому числі 2 статті у виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus), 2 патенти України на корисну модель (№111380, №119479), а також 12 тез доповідей на науково-технічних конференціях.

### **Структура та об'єм дисертаційної роботи.**

Дисертаційна робота складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 227 сторінок. Дисертаційна робота містить 132 рисунків, 24 з яких у додатку; 14 таблиць, 4 з яких у додатку; 8 додатків на 21 сторінках, бібліографію зі 188 джерела на 22 сторінках.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, висвітлено зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами, сформульовано мету та задачі дослідження, визначено об'єкт, предмет та методи дослідження, сформульовано наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, відзначено особистий внесок здобувача, наведено публікації та інформацію про апробацію результатів досліджень, представлена структура дисертації.

У **першому розділі** проаналізовано передумови та причини створення герметичних насосів, сфери їх застосування, їх переваги та недоліки, особливості конструкцій, висвітлено вплив підвідного пристрою насоса на його робочий процес та особливості структури потоку в обертовому дифузори. Визначено основні вимоги до конструкції герметичного моноблочного насоса.

Складність створення надійного ущільнення в насосах для перекачування рідини з високим тиском та температурою призвела до створення безсальникового насоса. В 50-х роках ХХ століття збільшення обсягу хімічного виробництва із застосуванням токсичних, агресивних (кислот та лугів), вибухо- та пожежонебезпечних рідин, дуже дорогих рідин (важкої води, рідин в парфумерії, фармацевтиці та харчовій промисловості) та розвиток ядерної галузі спричинили стрімкий зріст кількості конструкцій герметичних насосів. На даний час, основними недоліками таких насосів залишаються: невисокий ККД та висока вартість у порівнянні з насосними агрегатами інших конструкцій. Однак, основною перевагою є відсутність протікання в навколишнє середовище рідини, яка перекачується, що дозволяє підвищити безпеку та надійність експлуатації насосного обладнання і задовольнити екологічні вимоги. Тимчасом, застосування двопотічної схеми моноблочного герметичного насоса призводить до зниження величини осьової гідравлічної сили, тобто додаткового підвищення надійності в експлуатації і саме тому потребує додаткового вивчення його робочого процесу.

Характерним для герметичних насосів є те, що параметри рідини, яка перекачується, визначають схему змащування і охолодження підшипників та спосіб охолодження електродвигуна. Для деяких варіантів застосовуються порожнисті вали для підведення або відведення рідини з підшипникових вузлів. Доволі перспективним напрямком є розробка та дослідження конструктивних схем безсальникових

моноблочних насосів, що містять порожнисті вали, які одночасно є підвідними пристроями та елементами опорних вузлів.

Ефективність робочого процесу насоса в значній мірі залежить від умов підведення рідини до РК. Підвідний пристрій має відповідати наступним вимогам: рівномірне розподілення швидкості у полі його поперечного перетину в широкому діапазоні подач насоса; мінімальні гідравлічні втрати в потоці, що проходить через підвідний пристрій; необхідні кавітаційні властивості, закручування потоку заданої величини та мінімізація інтенсивності зворотної течії на вході в РК [6]. Аналіз конструкцій підвідних пристроїв виявив, що майже жодна його конструкція не відповідає одночасно всім заявленим вимогам.

Опрацьовані літературні джерела в достатній мірі не висвітлюють вплив дифузора, встановленого перед РК, на робочий процес насоса за умови його обертання. Дифузор характеризується зростанням тиску на його виході, додатковими втратами на розширення потоку та, при значному куті розкриття, утворенню відривних (застійних) зон поблизу стінок. Існують способи зменшення втрат в дифузори, проте вони розроблені для нерухомих дифузорів. Крім того, обертання дифузора змінює поле швидкості рідини, додаючи колову складову швидкості на периферії. Відомі дослідження стосуються дифузорів, що є елементами трубопровідної мережі і не відображають впливу обтічника та наявності далі по течії РК на структуру потоку в ньому.

За результатами літературного огляду визначено основні вимоги до конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом, що дає змогу забезпечити герметичність моноблочної конструкції при двопотічній схемі насоса.

У **другому розділі** визначено методи проведення аналізу робочого процесу герметичного моноблочного насоса: аналітичний метод дослідження, який базується на складанні диференційних або інтегральних рівнянь, що описують закони фізичних процесів, та на знаходженні їх точних або наближених рішень (даний підхід застосовано для визначення параметрів протікання та аналізу електромагнітних та гідравлічних явищ, а також визначення вихідних параметрів проточних елементів насоса: ОПП, РК, відповідного направляючого апарату); числове моделювання, яке застосовано для аналізу параметрів течії рідини та визначення робочих параметрів насоса; фізичний експеримент для визначення робочих параметрів насоса та перевірки результатів числового моделювання.

Дослідження робочого процесу герметичного насоса з порожнистим валом проведено шляхом числового моделювання в програмному середовищі ANSYS CFX, яке здійснює числові розрахунки параметрів руху рідини на основі диференційних рівнянь. Рух в'язкої ньютонівської рідини описується системою, що складається з рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності. У проточній частині гідравлічних машин переважає турбулентний потік, що описується за допомогою усередненого рівняння Рейнольдса, яке не може бути розв'язане, тому що пульсаційні складові є невідомими. Для замикання цих рівнянь застосовуються різні моделі турбулентності. Стандартна k-ε модель турбулентності течії дає гарні результати для розрахунку гідродинамічних машин і є широко вживаною при розв'язанні інженерних та наукових задач. Вона описується за допомогою диференційних рівнянь перенесення кінетичної енергії



турбулентності  $k$  та швидкості дисипації  $\varepsilon$ . При моделюванні кавітаційних процесів додатково використано модель кавітації Релея-Плессета.

Твердотільна модель розрахункової області рідини відцентрового насоса з порожнистим валом містить підвідну та напірну труби, ОПП, РК та відповідний пристрій (кільцевий або спіраль) з направляючим апаратом. Дослідження проведено для двох розрахункових моделей, що відповідають прототипу та уточненій конструкції герметичного насоса з порожнистим валом. Результати розрахунків за умови налаштування інтерфейсу «Frozen rotor» використовувалися як початкові наближення для розрахунку «Stage» за стаціонарної задачі та «Transient Rotor-Stator» в нестационарній задачі.

Для проведення фізичного експериментального дослідження робочого процесу моноблочного насоса з порожнистим валом було побудовано стенд на кафедрі «Основ проектування та рідинних машин» Вроцлавського університету науки і техніки (Польща) згідно ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування». ОПП, РК та направляючий апарат насоса були виготовлені методом друку з пластику (поліетилентерефталат-гліколь).

Фізичні випробування проведено згідно ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування». Похибки величин подачі, напору, потужності, кавітаційного запасу та ККД отриманих за результатами фізичних випробувань не перевищують допустимих меж.

У **третьому розділі** представлені результати аналітичних досліджень конструктивних особливостей герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основі яких уточнено конструкцію та встановлено основні математичні залежності взаємовпливу його елементів.

Розроблені конструктивні схеми герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом представляють новий технічний результат за яким мінімізовано осьові сили та покращено охолодження статорних і роторних елементів електродвигунів [19]. Основні переваги конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом та робочим колесом двостороннього входу (рис. 1):

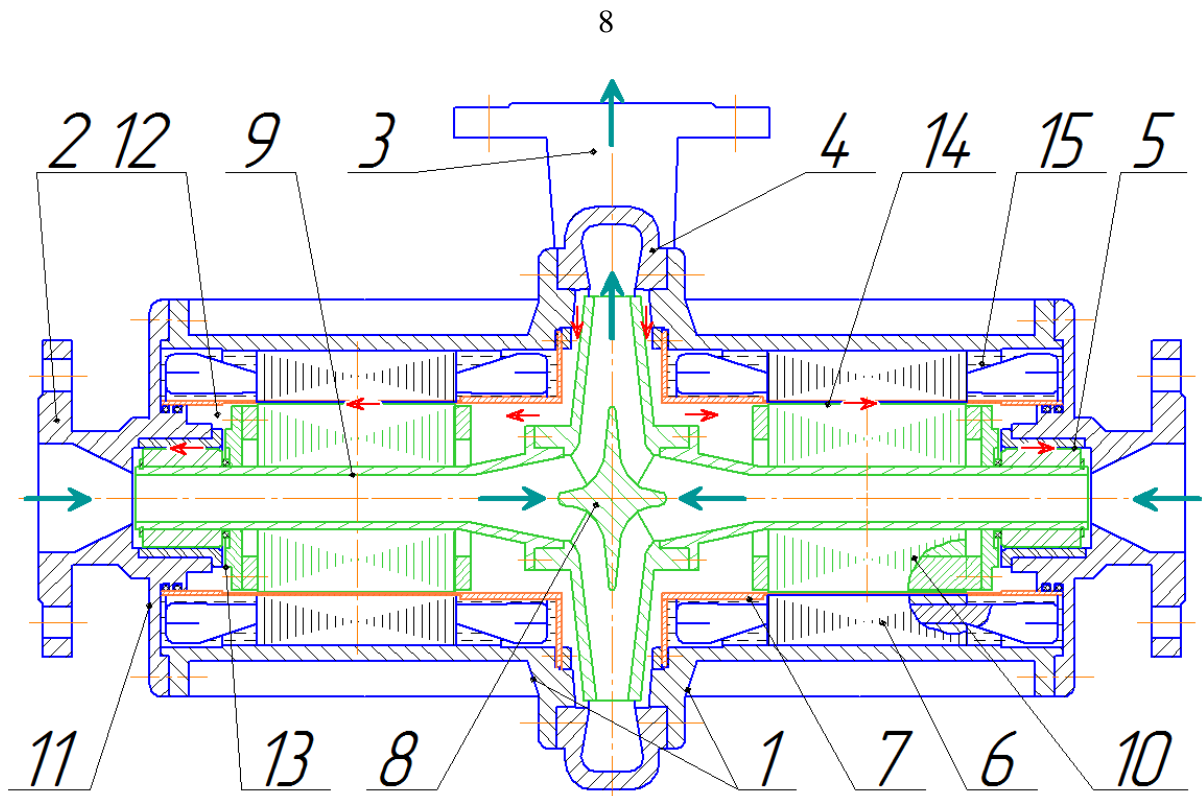
- компонування статорних і роторних елементів асинхронного електродвигуна симетрично відносно робочого колеса, тобто розділення на 2 модуля (2 електродвигуна) з омиванням їх рідиною з усіх сторін покращує ефективність охолодження;

- розподілення подачі рідини на 2 потоки знижує швидкість рідини перед входом в РК, і, як наслідок, зменшує гідравлічні втрати в підвідному пристрої та покращує кавітаційні властивості насоса;

- відсутність кінцевих ущільнень усуває можливість виходу з ладу насоса через їх пошкодження.

- виконання ротору насоса з порожнистими валами та спільного корпусу електродвигуна і насоса дозволяє зменшити масогабаритні показники насосного агрегата;

- зниження рівня шуму агрегату завдяки відсутності вентилятора, який є одним з найбільших джерел шуму, та за рахунок зниження швидкості рідини на вході в РК.



1 – корпус; 2 і 3 – патрубки всмоктування і нагнітання; 4 – відповідний пристрій; 5 – підшипники ковзання; 6 – статорні елементи електропривода; 7 – статорні перегородки; 8 – РК; 9 – порожнистий вал (частина ОПП, що обертається), 10 – роторні елементи електропривода; 11 – кришки корпусу; 12 – зазори між статорними перегородками 7 та роторними елементами 10; 13,14 – дросельна щілина та порожнина гідропр’яти, 15 – простір навколо статора заповнений трансформаторним маслом

Рисунок 1 – Герметичний моноблочний насос двостороннього входу з порожнистим валом

Для зменшення електромагнітних втрат в електродвигуні перспективним є використання конструкції моноблочного герметичного насоса з порожнистим валом та трансформаторно-асинхронною системою електродвигуна [20], що не містить статорної перегородки і, відповідно, втрат в ній. З метою компенсації осьової сили в однопотічному герметичному насосі була розроблена вертикальна конструкція, що дозволяє розвантажити радіально-упорні підшипники ковзання (як наслідок, підвищити термін їх експлуатації) за рахунок урівноваження ваги ротора осьовими гідродинамічними силами, що діють вертикально вгору на зовнішні поверхні РК. З метою підвищення ремонтпридатності, а саме швидкого монтажу і демонтажу моноблочного насоса без демонтажу елементів системи трубопроводу та уникнення додаткового монтажного вільного простору необхідного для виймання ротору розроблено конструкцію насоса типу «In-line».

Прототип насоса розроблений з врахуванням принципів уніфікації, а саме компонування серійного РК (з високими кавітаційними властивостями) та електродвигуна, що призвело до утворення специфічної форми ОПП з дифузorzом перед входом в РК (рис. 1).

З метою уточнення геометричних параметрів конструкції моноблочного насоса проведено ряд розрахунків робочих параметрів його вузлів та елементів. В першу чергу визначено додаткові механічні втрати на гідравлічне тертя в щілинах та пазухах.

Проведені дослідження та виконані розрахунки підтверджують доцільність застосуванням електродвигунів, що мають відносно менший діаметр ротору та більшу довжину при тій самій потужності. Застосування таких конструкцій продиктовано зменшенням величини механічних втрат енергії на гідравлічне тертя в щілинах та пазухах, утворених циліндричними і торцевими поверхнями.

У розділі визначено вплив зміни внутрішнього діаметру магнітопроводів електродвигуна на його робочі характеристики. Встановлено, що збільшення внутрішнього діаметру роторних магнітопроводів у серійному електродвигуні призводить до збільшення електромагнітних втрат та зниженню ККД двигуна, при цьому спостерігається квадратична залежність втрат від збільшення діаметру.

Важливим аспектом є розташування вісі ротора відносно вісі статора. Їх ексцентричне розташування призводить до виникнення додаткових магнітних та гідравлічних радіальних сил, що направлені в сторону меншого зазору між ротором і статором. Сила магнітного одностороннього притягання ротора статором прямо пропорційна величині ексцентриситету та обернено пропорційна величині розрахункового рівномірного зазору. Слід зауважити, що зниження частоти обертання валу електронасоса шляхом зміни частоти струму призводить до зростання сили одностороннього притягання ротора статором.

Характер гідродинамічних сил, що виникають у потоці рідини між поверхнями статорної перегородки та ротора, що обертається, залежить від величини відносного зазору та відносного ексцентриситету. За літературними джерелами, за величини відносного зазору  $\psi = \delta/d_i = 0,001 \dots 0,003$  та відносного ексцентриситету  $\chi = e/\delta > 0,71$  між ротором і статором при обертанні ротора утворюється так званий «гідродинамічний клин» і ротор «спливає». Щілина сприймає навантаження і працює як гідродинамічний підшипник. За умови не виконання вище зазначених обмежень, виникають додаткові радіальні навантаження на ротор насоса. В представленій конструкції виникає радіальне навантаження на підшипники, що прямо пропорційне величині ексцентриситету та обернено пропорційне величині зазору. За умови зменшення швидкості обертання ротора гідродинамічна сила зменшується і навпаки. За результатами розрахунку рекомендовано вибирати якомога менший діаметр ротора електродвигуна для зниження гідродинамічних сил.

Щілина між ротором і статором є елементом контуру охолодження електродвигуна. Об'єм рідини, що протікає по ньому, визначається елементом з найбільшим гідравлічним опором. Вибір зазору між ротором і статором має здійснюватися з огляду на мінімізацію магнітних та гідродинамічних сил з урахуванням протікання необхідного об'єму рідини для забезпечення охолодження електродвигуна. Рекомендований зазор є від 0,35 мм до 0,5 мм. За результатами розрахунків визначено, що діаметр ротора впливає на гідравлічні втрати, величину гідродинамічної сили, проте не впливає на електромагнітну силу при ексцентричному його розташуванні в статорі.

Застосування порожнистих валів знижує масу агрегату. Завдяки тому, що зміна маси валу пропорційна  $(1-(d/D)^2)$ , а зменшення його міцності та жорсткості пропорційне  $(1-(d/D)^4)$ , застосування конструктивної схеми насоса з порожнистим валом замість повнотілого не зменшує його несучої здатності при зниженні його маси. Згідно отриманих результатів розрахунку валу на міцність та жорсткість, повнотілий

вал з діаметром 32 мм при односторонньому зазорі між ротором і статором 0,5 мм не задовольняє умов допустимого прогину валу (12% від величини зазору), а порожнистий вал з внутрішнім діаметром ( $d_e$ ) 40 мм та 44 мм та зовнішнім ( $D_e$ ) 48 мм та 52 мм відповідно витримує зазначені розрахункові навантаження (розрахунковий прогин між ротором і статором є в межах допустимого).

Радіальні підшипники сприймають рівнодійну ваги, електромагнітних, та гідродинамічних сил, що діють на ротор моноблочного герметичного насоса. Величина зазору в підшипниках впливає на величину ексцентриситету ротора в статорі, і як наслідок, на величину електромагнітних та гідродинамічних сил і об'ємів протікання рідини в щілині. Рекомендовано відносний зазор в підшипниках 0,001, який забезпечує гідродинамічну умову його функціонування при змащуванні водою температурою до 30 °C (при тиску на виході з насоса до 0,1 МПа). Рекомендовані матеріали втулок підшипників (текстоліт, карбід кремнію, карбід вольфраму, силіційований графіт та ін.) можуть забезпечувати короточасний режим роботи умови граничного змащування (тертя).

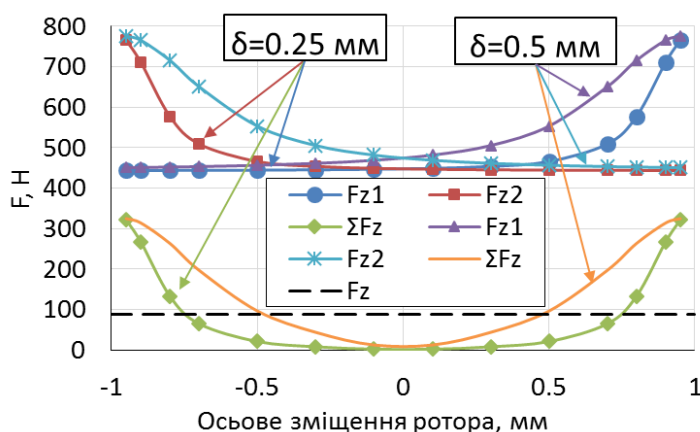


Рисунок 2 – Залежність величини осевої сили в гідроп'яті від зміщення ротора в осевому напрямку

Згідно проведених розрахунків за даних геометричних особливостей конструкції та робочих параметрів моноблочного насоса сприйняття залишкових осевих сил оберненими гідроп'ятами неможливе, тому що перепад тиску при зсуві ротора від симетричного положення є недостатнім (рис. 2). Розрахункові залишкові сили становлять близько 100 Н і сприймаються упорними підшипниками ковзання. Осьові електромагнітні сили, що виникають від зміщення роторних елементів електричного двигуна від їх

симетричного положення в статорі, для розглянутої потужності електродвигуна становлять близько 10% гідродинамічних сил.

За результатами проведених розрахункових досліджень визначено параметри роботи вузлів та елементів герметичного моноблочного насоса, їх взаємозв'язок та, як наслідок, уточнено конструкційні особливості прототипу герметичного моноблочного насоса.

У **четвертому розділі** здійснено аналіз течії рідини в герметичному моноблочному насосі з порожнистим валом, що додатково виконує функції підвідного пристрою (зважаючи на запропоновану конструктивну схему підвідного пристрою, яка є оригінальною, розрахунок та аналіз течії проведено вперше) та визначено його робочі параметри.

За результатами дослідження виявлено суттєву зміну картин розподілу тисків та швидкостей в повздовжньому перетині ОПП при зменшенні його діаметру, що призводить до збільшення розмірів відривних зон в дифузорі. За умови раптового звуження на вході до ОПП виникають місця зниження тиску та вихроутворення. Зі

збільшенням довжини дифузору та обтічника зменшується площа відривних зон в дифузурі. Профіль стінки дифузору зі зміною кута розкриття дозволяє зменшити відривну зону в порівнянні з прямолінійним профілем.

Проаналізовано структуру потоку в повздовжньому та поперечних перетинах ОПП та на вході в РК. Визначено вплив геометричних розмірів дифузурної ділянки ОПП та обтічника на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК. Встановлено, що введення раптового розширення знижує середнє значення колової та покращує рівномірність розподілення осьової складової абсолютної швидкості. Умова обертання стінки ОПП у порівнянні з умовою її нерухомості призводить до зростання середнього значення колової складової абсолютної швидкості на вході в РК на 5...20%, а значення осьової залишається майже не змінним (1,4...1,9%). При цьому, обертання стінок ОПП більше впливає на зміну розподілу осьової складової абсолютної швидкості ніж колової. При зменшенні подачі насоса в діапазоні від  $1,2 Q_{nom}$  до  $0,6 Q_{nom}$  ( $Q_{nom}$  – номінальна подача насоса) застійна зона з обертовим рухом рідини на виході з дифузурної ділянки ОПП збільшується за площею в повздовжньому та поперечному перетинах. Середнє значення колової складової абсолютної швидкості при подачі  $0,6 Q_{nom}$  та  $1,2 Q_{nom}$  відповідно більше на 24% та менше на 25% від її значення при подачі  $Q_{nom}$ .

Для оцінки гідравлічних якостей підвідного пристрою використано коефіцієнт моменту швидкості та коефіцієнт гідравлічного опору. Як показав аналіз отриманих результатів, величина коефіцієнта моменту швидкості на вході в РК зростає за умови обертання стінок в порівнянні з нерухомими стінками, а коефіцієнт гідравлічного опору ОПП навпаки зменшується. Гідравлічні втрати в конфузурі, прямолінійній ділянці та дифузурі збільшуються при зменшенні діаметру ОПП. Згідно з отриманими результатами найкращим варіантом ОПП є ОПП з раптовим розширенням на виході з дифузору.

Структура потоку рідини на вході в РК, що визначається формою підвідного пристрою та геометрією вхідної частини РК впливає на кавітаційні процеси в насосі і, як наслідок, на його кавітаційні характеристики. Впровадження нової конструкції підвідного пристрою потребує детального дослідження впливу його геометрії на кавітаційні процеси в насосі.

За результатами числового моделювання робочого процесу відцентрового насоса за умови зміни геометричних параметрів дифузурної ділянки ОПП встановлено, що кавітаційний запас ( $\Delta h_{кр}$ ) для моделей з раптовим розширенням і без нього на виході з дифузора за швидкості його обертання  $n = 1450$  об/хв становить 0,15 м, 0,31 м та 0,45 м відповідно за подач  $(0,7; 1,0; 1,2) Q_{nom}$ , а за  $n = 2900$  об/хв становить 1,25 м за  $Q_{nom}$ .

Розрахований кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за  $n = 1450$  об/хв та  $n = 2900$  об/хв при  $Q_{nom}$  для моделей ОПП з та без раптового розширення становить відповідно 206 та 204 і є вищим ніж для існуючих консольних відцентрових насосів. При цьому, щоб уникнути появи кавітації необхідно забезпечити  $\Delta h$  відповідно більше 2 м та 7 м.

В результаті наукових досліджень визначено, що кавітація в РК починається раніше ніж в ОПП, тобто запропонована конструкція ОПП не буде піддаватися руйнуванню при дотриманні вимог забезпечення безкавітаційної роботи насоса. При зміні величини подачі розподіл зон кавітації в РК залишається подібним, але при

дотриманні величини  $\Delta h_{кр}$  для різних подач, величина кавітаційних зон за об'ємом зменшується при збільшенні подачі від  $0,7 Q_{ном}$  до  $1,2 Q_{ном}$ .

Введення раптового розширення на виході з дифузору в порівнянні з дифузором без раптового розширення не впливає на кавітаційні характеристики насоса, при чому, зменшує кавітаційні зони в ОПП за  $n = 1450$  об/хв та збільшує їх за  $n = 2900$  об/хв, що пояснюється зміною величини абсолютної швидкості.

Обертання ОПП навколо своєї осі спричинює закручування потоку біля його стінок і, як наслідок, відриває від стінок та «розмиває» зони кавітації, чим збільшує їх об'єм.

Згідно отриманих результатів проведених досліджень для покращення кавітаційних властивостей насоса з ОПП розглянутої конструкції доцільно змінити раптовий вхід перед ОПП на конус та усунути різкий перехід від циліндричної до дифузornoї ділянки ОПП.

У **п'ятому розділі** за результатами числового моделювання робочого процесу герметичного моноблочного насоса та фізичного експерименту проведено детальний аналіз впливу геометричних параметрів ОПП на структуру течії в насосі та його робочі характеристики.

Базовий варіант підвідного пристрою (ОПП  $d = 65$  мм) за конструкцією має циліндричну форму з невеликим дифузором та конусом перед РК і нерухомими стінками (рис. 3). Запропоновані конструкції ОПП містять нерухомий конус, який є частиною корпусу, прямолінійну та дифузornoю ділянку, що являють собою порожнину валу моноблочного насоса і обертаються з частотою обертання валу насоса, також обтічник сферичної форми (рис. 3). Основні геометричні параметри ОПП визначено за результатами уточнення конструкції проточної частини насоса. Для визначення параметрів траєкторії закручування ребер та канавок на стінках ОПП вздовж осі його обертання запропоновано авторські формули.

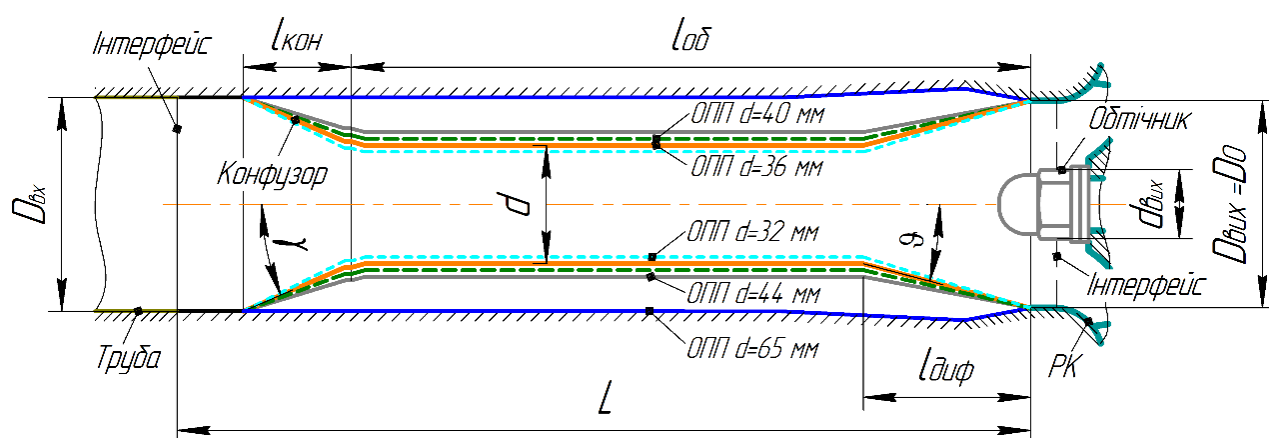


Рисунок 3 – Схема моделей ОПП (ОПП  $d=65$  мм – базовий варіант)

Аналіз отриманих за результатами фізичного експерименту напірних та енергетичних характеристик насоса показав, що їх розбіжність з результатами числового моделювання є в межах допустимого для тихохідних насосів (рис. 4). Зменшення діаметру ОПП з 65 мм до 40 мм за номінальної подачі знижує характеристики насоса в межах 1% за  $Q_{ном}$ , а зменшення діаметру до 32 мм знижує характеристики насоса в межах 7%. ККД насоса сягає 55-57%.

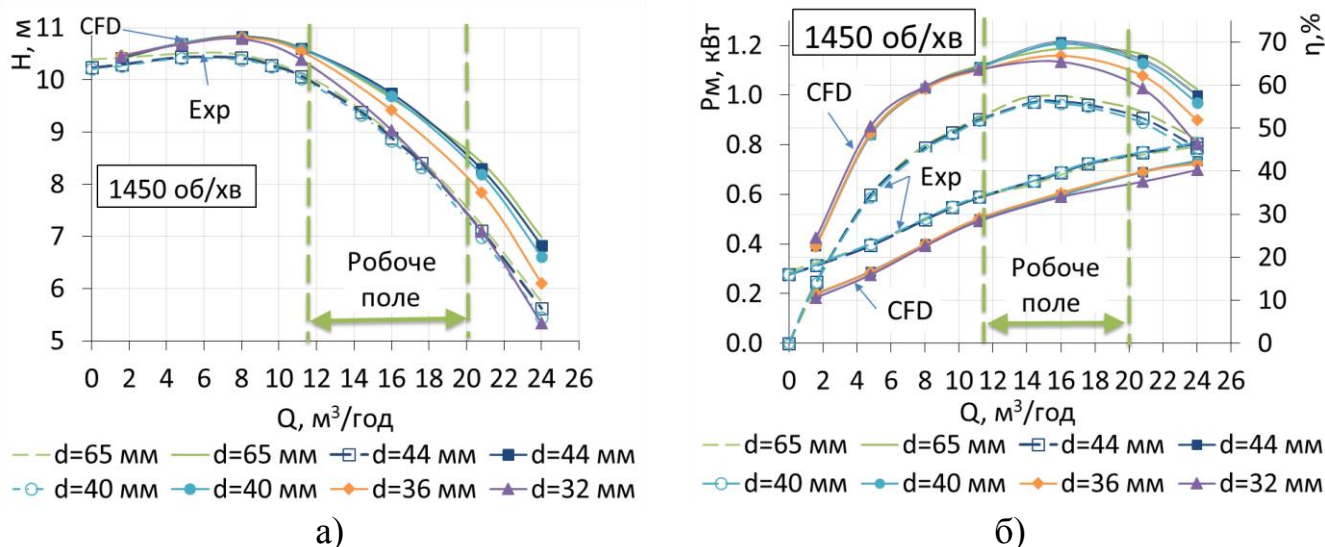


Рисунок 4 – Напірні та енергетичні характеристики насоса за  $n=1450$  об/хв:  
а) напір ( $H$ ), б) ККД ( $\eta$ ), в) механічна потужність ( $P_m$ )

Результати порівняльного аналізу кривих напору показують значний вплив (більше 1%) конструкції ОПП з  $d/D_0 < 0,6$  на робочий процес насоса і відсутність такого впливу конструкції ОПП з  $d/D_0 > 0,6$ . При цьому зміна їх крутизни має прямо пропорційну залежність від величини відносного вхідного діаметру ( $d/D_0$ ) при  $(0,8 \dots 0,6)d/D_0$  та квадратичну залежність при  $(0,6 \dots 0,49)d/D_0$  (рис. 5).

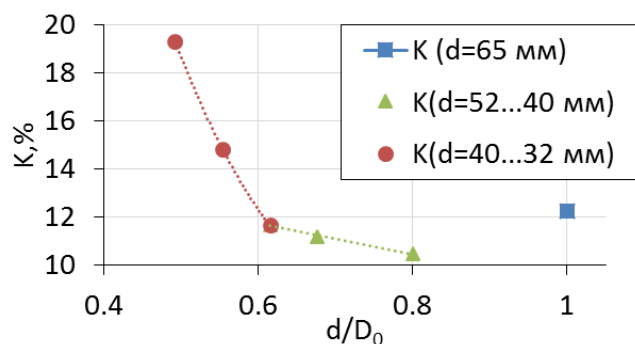


Рисунок 5 – Крутизна напірної характеристики

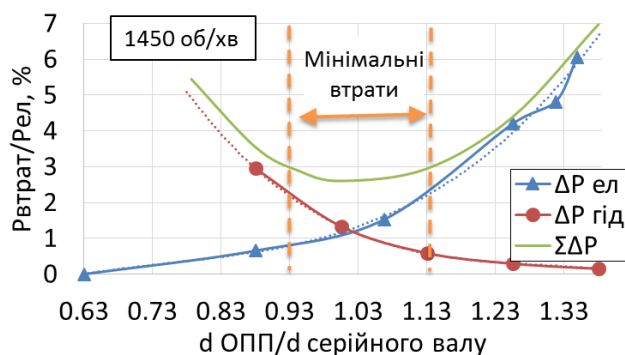


Рисунок 6 – Гідравлічні та електромагнітні втрати при зміні діаметру ОПП

З метою мінімізації втрат в герметичному насосі визначено екстремум 2-х функцій: гідравлічних втрат в ОПП насоса ( $n_s$  в діапазоні 60...70) та електричних втрат в роторних магнітопроводах електродвигуна за умови порожнього валу. Встановлено, що за  $n = 1450$  об/хв прийнятним є відносний діаметр 0,93...1,13 до діаметра серійного електродвигуна (32 мм), що відповідає втратам нижче 3% від споживаної електричної енергії, а за  $n = 2900$  об/хв – в діапазоні 0,86...0,97 до діаметра серійного електродвигуна (36 мм), що відповідає втратам нижче 4% (рис. 6).

Застосування різних профілів стінок конфузору та дифузору змінює структуру течії в них, проте не змінює робочі параметри насоса. Доцільним є застосування криволінійних профілів з метою зниження місць концентрації лінії течій. Раптове розширення на виході з дифузору знижує інтенсивність зворотної течії.

Діаметр та довжина прямолінійної ділянки ОПП впливає на розподіл складових абсолютної швидкості на вході в РК (рис. 7). При зменшенні діаметра ОПП спостерігається зростання нерівномірності складових швидкостей, коефіцієнту моменту швидкості, опору ОПП та коефіцієнта опору. Також при його зменшенні на прямолінійну ділянку ОПП припадає менша частка гідравлічних втрат від загальних втрат в ОПП, через збільшення частки втрат у відривних зонах дифузору.

Детальний аналіз отриманих профілів кривих складових абсолютної швидкості на вході в РК, дозволив шляхом регресійного аналізу встановити їх залежність рівняннями (1) та (2) від зміни режиму роботи насоса та геометричних параметрів ОПП. Рівняння (1) та (2) справедливі для діапазону  $(0,5 \dots 0,7) d/D_0$ ,  $(0,35 \dots 0,95) R_0$  та  $(2,3 \dots 13) l/d$ .

$$V_{ai} = V_{асеп} \left[ \frac{0.53 \cdot (0.03^{l_t/d} + 0.87) \cdot \left( \frac{d}{D_0} \right)^{-2.7}}{1 + 10^{4 \left( \frac{D_i}{D_0} \right)^2 - 5.57 \left( \frac{d}{D_0} \right)^{1.87} \cdot (-0.2^{l_t/d} + 1.05)}} \right] \quad (1)$$

$$V_{ui} = m \cdot U \left[ \left( 6.1 \left( \frac{d}{D_0} \right)^{2.4} \right) \cdot \left[ \operatorname{tg} \left[ \left( \frac{d_i}{D_0} \right)^c \cdot \left( 0.315 \left( \frac{d}{D_0} \right) + 0.83 \right) \right] - \frac{d}{D_0} \right]^{2.5 \ln \left( \frac{d}{D_0} \right) + 2.7} \right] \quad (2)$$

де  $l_t = l_{об} - l_{диф}$  – довжина прямолінійної ділянки, м;

$m$  – коефіцієнт, що враховує зміну осьової (витратної) складової абсолютної швидкості, визначається з графіку наведеного на рис. 5.31 дисертаційної роботи;

$c$  – коефіцієнт, що враховує зміну довжини прямолінійної ділянки ОПП, визначається з графіку наведеного на рис. 5.31 дисертаційної роботи;

$D_i$  – діаметр, що є подвоєним радіусом  $R_i$ , м.

Дані розраховані за рівняннями (1) та (2) (рис. 7) мають задовільну збіжність з результатами отриманими шляхом числового моделювання течії в проточній частині насоса. З їх допомогою можна оцінити розподіл складових абсолютної швидкості у випадках з подібними геометричними параметрами насосів.

Розташовані перпендикулярно до осі ребра або канавки, що мають позитивний ефект на пристінковий шар рідини в нерухомих конструкціях, при обертанні дифузору не призводять до позитивних змін. Застосування повздовжніх прямих або закручених ребер, або канавок на прямолінійній ділянці ОПП призводить до підвищення втрат, а на стінках дифузора змінюють структуру течії. Максимальне виявлене підвищення напору є в межах 1%.

Визначено, що застосування запропонованої конструкції ОПП знижує кавітаційну характеристику насоса в порівнянні з базовим ОПП (за  $1,0Q_{ном}$   $\Delta h_{кр} = 0,8$  м), а для насоса з ОПП  $d = 40$  мм (за  $1,0Q_{ном}$   $\Delta h_{кр} = 1,1$  м), проте вона залишається вище середніх показників для подібних насосів. Кавітація в РК починається раніше ніж в запропонованих конструкціях ОПП. При зменшенні діаметра ОПП кавітаційна зона в ОПП об'єднується з зоною в РК, яка зміщується до покривного диску, при цьому перебиває до 1/2 площі перетину міжлопатевого каналу. Обертання ОПП спричинює закручування потоку біля його стінок і, як наслідок, відривання від стінок та «розмивання» зон кавітації.



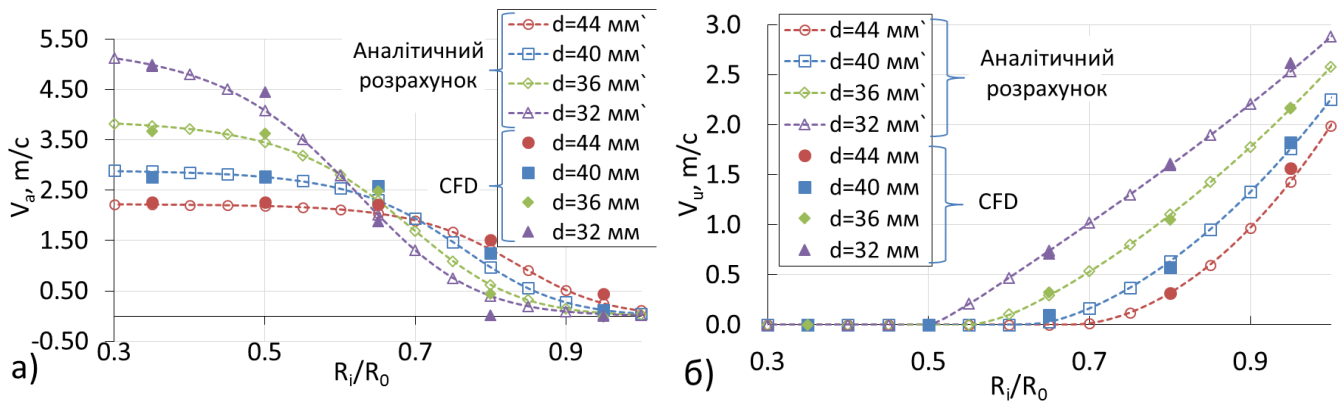


Рисунок 7 – Порівняння отриманих даних за розв’язанням рівнянь (1) та (2) з вихідними даними: а) осьова складова ( $V_a$ ) абсолютної швидкості, б) колова складова ( $V_u$ ) абсолютної швидкості

Процес виникнення кавітації, розташування та форми її зон і кавітаційні характеристики досліджуваного насоса не змінюються при наявності ребер або канавок на стінках дифузору, на відміну від циліндричної ділянки ОПП, де їх наявність додатково збільшує кількість місць виникнення кавітації.

За результатами числового моделювання в нестационарній постановці визначено амплітуду пульсації напору і механічної потужності на валу, що відповідно становлять 13% і 11% від середньої величини. Підтверджено значно меншу величину радіальної гідродинамічної сили, яка виникає при взаємодії РК та відповідного направляючого апарату, в порівнянні з іншими силами, що діють на вал. Максимальна величина становить 55 Н за  $Q_{nom}$ .

## ВИСНОВКИ

У дисертації отримано нові науково обґрунтовані результати, що вирішують науково-практичну задачу – удосконалення конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на основі результатів наукових досліджень впливу особливостей конструкції підвідного пристрою на течію та енергетичні процеси в проточній частині насоса і елементах електродвигуна. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. За результатами інформаційно-аналітичного огляду літературних джерел виявлено, що велика різноманітність конструкцій герметичних насосів спричинена особливостями умов їх експлуатації та властивостями рідин, що перекачуються ними. Одним з найважливіших експлуатаційних показників таких насосів є їх енергоефективність та надійність, що впливають на вартість життєвого циклу. Обраним шляхом вдосконалення герметичних насосів є застосування порожнистого валу, що дозволяє підвищити їх експлуатаційні характеристики.

2. Розроблений та запатентований [19,20] прототип конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом, на якому розміщені роторні елементи електричного двигуна і який виконує функцію підвідного пристрою, що дозволяє поєднати в один вузол підшипники та ущільнення між напірною і всмоктувальною порожнинами. Шляхом аналітичного дослідження комплексу факторів навантаження ротора (ваги, гідродинамічних та магнітних сил) визначено їх взаємний вплив та

взаємозв'язок з робочим процесом підшипників ковзання. Результати досліджень показують, що величина гідродинамічних та магнітних сил має обернено пропорційну залежність з величиною відносного зазору в підшипниках. Визначено, що рекомендований відносний зазор у підшипниках має становити близько 0,001, який забезпечує мінімізацію електромагнітних сил в електричній частині насоса.

3. Створено розрахункову модель герметичного насоса з порожнистим валом та проведено числове моделювання його робочого процесу з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. Визначено вплив геометричних параметрів проточної частини на гідродинамічні характеристики потоку в ній та на робочі характеристики насоса. Уточнено та скориговано конструкцію ОПП, РК та відповідного пристрою герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом.

4. Проведений фізичний експеримент на розробленому та побудованому у повній відповідності до ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» випробувальному стенді підтвердив отримані результати числового моделювання шляхом порівняння робочих параметрів моделі герметичного моноблочного насоса. Відхилення результатів числового моделювання та фізичного експерименту знаходиться в межах 9%, що є прийнятним для використання результатів числового моделювання у подальших наукових дослідженнях та висновках за дисертаційною роботою. Отримані похибки результатів фізичного експерименту знаходяться в межах: за напором 1,0%, за подачею 1,1% та за потужністю 3,2% і є допустимими похибками (клас 2) згідно зазначеного ДСТУ [158].

5. За результатами дослідження структури потоку рідини в ООП виявлено просторову нерівномірність розподілу швидкостей на вході в РК. Запропоновано аналітичне оцінювання величини та характеру нерівномірності розподілу меридіональної та колової складової абсолютної швидкості проводити через визначені в роботі математичні залежності з введенням показника відносного діаметру ОПП, який визначається співвідношенням внутрішнього діаметру ОПП до вхідного діаметру РК. Зазначені математичні залежності дозволили розробити уточнені рекомендації щодо конструктивних особливостей вхідної частини лопатей робочого колеса насоса. Визначено взаємозв'язки геометричних і гідродинамічних параметрів елементів проточної частини. Найбільш вагомим параметром є діаметр прямолінійної ділянки ОПП, що визначає інші геометричні параметри та структуру потоку на вході в РК. Визначено раціональні геометричні параметри основних елементів конструкції герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом. З врахуванням гідравлічних втрат в ОПП та електричних втрат в роторних елементах електродвигуна раціональним є внутрішній діаметр ОПП, який за визначених вихідних умов конструкції насоса, що розглядається, має бути в межах від 32 мм до 36 мм. Встановлено, що зміною внутрішнього діаметру ОПП можливо впливати на крутизну напірної характеристики. Зміна внутрішнього діаметру в діапазоні з 44 мм до 32 мм призводить до збільшення крутизни напірної характеристики в межах 11...19%.

6. За результатами числового моделювання кавітаційних процесів у герметичному моноблочному насосі з порожнистим валом визначено, що кавітація, в РК починається раніше ніж в ОПП. Зменшення діаметру ОПП призводить до зміни місця виникнення кавітаційних зон та їх подальшого розповсюдження в напрямку

поверхні покривного диску РК. Кавітаційні процеси в запропонованих конструкціях ОПП виникають в двох зонах: на початку циліндричної та дифузорної ділянок ОПП. Уникнути цього явища можливо за умови відсутності конфузорної та дифузорної ділянки в ОПП.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Moloshnyi O. Influence of rotational wall of axial inlet device on velocity Distribution at impeller inlet / O. Moloshnyi, M. Sotnyk and S. Lugova // *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. – 2018. – Vol. 62(3). – P. 179-186.
2. Moloshnyi O. Cavitation in centrifugal pump with rotating walls of axial inlet device/ O Moloshnyi, M Sotnyk // *IOP Materials Science and Engineering*. – 2017. – Vol. 233. – P. 1-8.
3. Молошний О.М. Кавітаційні процеси у підвідному обертовому осьовому пристрої та робочому колесі відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 61. – С. 154-161.
4. Молошний О.М. Вплив геометричних розмірів підвідного пристрою на робочий процес насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // *Промислова гідраліка і пневматика*. – 2018. – 3(61). – С. 19-29.
5. Молошний О.М. Вплив негладких стінок обертового осьового підвідного пристрою на робочий процес відцентрового насоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк. – 2018. – № 64. – С. 119-127.
6. Moloshnyi O.M. Influence of an inlet rotating axial device on the cavitation processes in a low specific speed centrifugal pump / Moloshnyi O.M., Shulc P., Sotnyk M.I. // *Журнал інженерних наук*. – 2019. – Vol. 6(1). – P. E25-E32.
7. Молошний О.М. Технічні вимоги до герметичного моноблочного безвального відцентрового насосного агрегата / О.М. Молошний, М.І. Сотник // *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 14–17 квітня 2015 р.* / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2015. – Ч.2. – С. 62.
8. Молошний О.М. Огляд конструкцій відцентрових герметичних насосів / О.М. Молошний, М.І. Сотник // *Промислова гідраліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП, Суми, 15 – 17 жовтня 2015 р.* – Вінниця: Глобус-Прес, 2015. – С. 86.
9. Молошний О.М. Аналіз ризиків та переваг застосування герметичних насосів з трансформатор-асинхронним приводом / О.М. Молошний, М.І. Сотник, В.В. Москаленко // II міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Ресурсозбереження та енергоефективність інженерної інфраструктури урбанізованих територій та промислових підприємств», м. Харків, ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2 – 27 лютого 2016 р. – С. 29-30.
10. Молошний О.М. Вплив ексцентриситету ротора на магнітне притягання в приводі герметичного електронасоса / О.М. Молошний, М.І. Сотник // *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. /*

Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 144.

11. Молошний О.М. Залежність гідродинамічної сили від ексцентриситету розташування ротора в герметичному електронасосі / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XXI міжнародна науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Київ, 24-27 травня 2016 р., 2016 – С.166.

12. Молошний О.М. Комп'ютерне моделювання підводу герметичного моноблочного насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП, м. Харків, 19–20 жовтня 2016 р. УкрДУЗТ. - Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 57.

13. Молошний О.М. Результати енергетичних випробувань герметичного моноблочного електронасосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 48.

14. Молошний О.М. Залежність структури течії на вході в робоче колесо насосу від обертання стінок підвідного пристрою / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, Черкаси-Київ, 23–26 травня 2017 р. – Київ: 2017. – С. 137–138.

15. Молошний О.М. Кавітаційні процеси в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками / О.М. Молошний, М.І. Сотник, С.В. Сапожніков // Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Вінниця, 4-5 жовтня 2017 р.: ВНТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С.34.

16. Молошний О.М. Вплив величини шорсткості поверхні осьового підвідного пристрою на кавітаційні характеристики насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2018 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С.274.

17. Молошний О.М. Вибір оптимального прохідного діаметру осьового підвідного пристрою насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // XIX Міжнародна науково-технічна конференція АС ППП «Промислова гідравліка і пневматика», м. Львів, 25-28 вересня 2018 р. НЛТУ. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2018. – С. 40.

18. Молошний О.М. Вплив ребер та канавок розміщених на стінках осьового Підвідного пристрою на кавітаційні властивості насосу / О.М. Молошний, М.І. Сотник // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма VI Всеукраїнської науково-технічної конференції, м. Суми, 16–19 квітня 2019 р. / редкол.: О. Г. Гусак, І. В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – С.293.

19. Пат. 111380 U Україна, МПК F04D 13/06, F04D 7/02 (2006.01). Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом / М.І. Сотник, О.М. Молошний, А.К.Чорноброва, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u 2016 04495; заявл. 22.04.2016; опубл. 10.11.2016, бюл. №21.

20. Пат. 119479 U Україна, F04D 7/02, МПК F04D 13/06 (2006.01). Герметичний мотор-насос двостороннього входу з трансформаторно-асинхронною системою / М.І. Сотник, О.М. Молошний, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u 2017 03589; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. №18.

## АНОТАЦІЯ

Молошний О.М. Вплив конструкції підвідного пристрою герметичного моноблочного насоса з порожнистим валом на його робочий процес та характеристики. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2019 р.

У дисертаційній роботі подане нове вирішення наукової задачі, що полягає в удосконаленні конструкції герметичного моноблочного насосу з порожнистим валом на основі результатів наукових досліджень впливу особливостей конструкції підвідного пристрою на течію та енергетичні процеси в проточній частині насоса і елементах електродвигуна. Розроблено конструкцію герметичного відцентрового моноблочного насоса.

Шляхом аналітичного дослідження комплексу факторів навантаження ротора (ваги, гідродинамічних та магнітних сил) визначено їх взаємний вплив та взаємозв'язок з робочим процесом підшипників ковзання

Проведення числового моделювання дало можливість оцінити структуру потоку у проточній частині насоса, а саме вплив ОПП з обертовими стінками та дифузором перед входом в РК, на структуру потоку на вході в РК, параметри розподілення складових абсолютної швидкості та протікання кавітаційних процесів в ОПП та РК. Визначено діапазон оптимальних величин діаметрів ОПП з точки зору мінімальних гідравлічних втрат в ОПП та електричних втрат в роторних магнітопроводах електродвигуна за умови порожнистого валу насоса з коефіцієнтом швидкохідності ( $n_s$ ) в діапазоні від 60 до 70. Встановлено що перші прояви кавітації спостерігаються в РК, зменшення діаметру ОПП призводить до зміни місця виникнення кавітації і напрямку її розповсюдження.

Розроблені методичні рекомендації щодо проектування герметичних моноблочних насосів з порожнистим валом та врахування впливу геометричних параметрів ОПП на конструктивні особливості вхідної частини лопатей РК.

Експериментально підтверджено результати, які отримано числовим моделюванням.

**Ключові слова:** відцентровий насос, робоче колесо, підвідний пристрій, проточна частина, числове моделювання, фізичний експеримент.

## ABSTRACT

**Moloshniy O. Influence of the inlet device construction of the sealless close coupled pump with a hollow shaft on its working process and characteristics.** – Manuscript.

Ph.D. thesis in Engineering Sciences in specialty 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydropneumatic units. – Sumy State University, Sumy, 2019.

The work is focused on the pump construction, which ensures high performance correlated with the safety aspects. It leads to the application of the pump, where the likelihood of the failure of the unit is minimal. The double entry pumps are commonly used due to the reduction of the hydraulic forces and also hermetic units, with closed, seal-less construction.

The thesis presents a new solution to the scientific problem, which focuses on the improvement of the design of a sealless double entry close coupled centrifugal pump with a hollow shaft. In this conception, the inside of the hollow shaft is an axial inlet device, which consists of a straight part and diffuser. The design of a sealless close coupled centrifugal pump has been developed. Conducted analyses are based on the results of the investigation of the influence of axial inlet device geometrical features on pump working process in order to achieve minimal energy losses in the flowing part of the pump.

The mutual influence of the construction of plain bearings and forces acting on the motion elements of the pump was elaborated. The rotating parts are loaded with the hydrodynamic, magnetic and gravity forces, which are the preliminary design data of bearing. On the other hand, the construction of bearing is severely acting on the mentioned above forces, which leads to the crucial design problem.

Conducted numerical simulations made it possible to estimate the flow structure in the flowing part of the pump. In detail, the influence of the axial inlet device with rotating walls and the diffuser before the impeller inlet on the performance of the pump was recognized. The range of optimum values of axial inlet device diameters is also determined in terms of minimum hydraulic losses in the axial inlet device and electric losses in the rotor magnetic circuits of the motor under the condition of a hollow pump shaft with specific speed ( $n_s$ ) in the range from 60 to 70. Moreover, the flow structure at the impeller inlet, the parameters of the distribution of the absolute velocity components and the cavitation processes in the axial inlet device and the impeller were investigated. It is established that the first appearance of the cavitation was observed in the impeller. The reduction of the axial inlet device diameter leads to the change in the locations of the cavitation zones and the direction of their distribution.

The methodical recommendations for the design of sealless close-coupled pump with a hollow shaft and the influence of the geometric parameters of the axial inlet device on the structural features of the leading edge of the blades of the impeller were developed.

The results obtained by the numerical simulation were experimentally confirmed.

**Keywords:** centrifugal pump, impeller, submersible device, flow part, numerical research, physical experiment.

Підписано до друку  
Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. № \_\_\_\_.

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.