

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

**МОСКАЛЕНКО ВЛАДИСЛАВ ВІКТОРОВИЧ**



УДК 621.65

**ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
НАСОСІВ ТИПУ Д ШЛЯХОМ ЗНИЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ  
ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У ЇХ ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ**

Спеціальність  
05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2021

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.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, доцент  
**Роговий Андрій Сергійович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет,  
професор кафедри теоретичної механіки та гідравліки;

кандидат технічних наук  
**Ольштинський Павло Леонідович**,  
АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»,  
заступник начальника відділу проточних частин.

Захист відбудеться «15» квітня 2021 р. о 12 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичова 2

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичова 2.

Автореферат розісланий «01» березня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Юрій ЮДІН

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Інтенсивне становлення галузі водопостачання України проходило у другій половині ХХ століття та характеризувалось технічною політикою направленою на типовий підхід до проектування насосних станцій, що здебільшого обумовило підбір насосного обладнання з надлишковим запасом по продуктивності. Даний підхід призвів до того, що більшість насосів систем водопостачання лише 9...25% часу своєї роботи експлуатуються на розрахункових режимах, а більшість часу характерним режимом роботи насоса є режим недовантаження за подачею.

Експлуатація насоса в зоні недовантаження за подачею супроводжується рядом негативних факторів, особливе місце серед котрих займає надмірна гідродинамічна вібрація, яка негативно впливає на експлуатаційні характеристики насоса та обумовлює скорочення ресурсу роботи його основних вузлів. Наразі, надмірна гідродинамічна вібрація є актуальною проблемою при роботі відцентрових насосів у системах водопостачання, а аналіз гідродинамічних процесів та розробка способів її зниження – актуальний напрямок досліджень щодо покращення експлуатаційних характеристик існуючих насосів та збільшення ресурсу роботи їх основних вузлів. Тому, робота у напрямку розробки ефективних способів зниження інтенсивності гідродинамічної вібрації основних вузлів насоса на основі системного підходу, що забезпечується можливостями систем автоматизованого проектування, є актуальною та відповідає потребам з модернізації існуючих насосних станцій систем водопостачання України.

На сьогоднішній день у системах водопостачання України використовується більше 5000 відцентрових насосів типу Д і більшість з них потребує модернізації з метою покращення експлуатаційних характеристик у всьому можливому діапазоні їх роботи за подачею. Народногосподарська задача, що вирішується в дисертаційній роботі, полягає в розробці ефективних способів зниження гідродинамічної вібрації діючих насосів типу Д у джерелі виникнення. Модернізація насосів з цією метою дозволить знизити витрати на обслуговування та ремонт їх основних вузлів, у результаті чого зменшиться загальна вартість життєвого циклу насосних установок з використанням відцентрових насосів типу Д.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалася на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету згідно з планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України «Дослідження робочих процесів насосів і приводів» (ДР №0114U000069), де здобувач був виконавцем окремих етапів.

**Мета та задачі дослідження.** Мета дослідження – покращення експлуатаційних характеристик відцентрових насосів типу Д шляхом зниження інтенсивності пульсацій тиску рідини у їх проточній частині.

Задачі дослідження:

- визначити основні джерела та причини підвищення гідродинамічної вібрації відцентрового насоса при його експлуатації;

- провести експериментальні дослідження робочого процесу відцентрового насоса типу Д з метою визначення взаємозв'язку між гідродинамічною вібрацією основних вузлів насоса та пульсаціями тиску у його проточній частині;

- створити розрахункову модель відцентрового насоса типу Д та провести числове моделювання нестационарної течії рідини у його проточній частині з метою дослідження фізичної природи та інтенсивності пульсацій тиску рідини на виході з робочого колеса в залежності від режиму роботи насоса за подачею;

- визначити вплив конструкційних параметрів проточної частини насоса типу Д та його робочих параметрів на амплітуду пульсацій тиску; на базі отриманих наукових висновків, сформулювати перелік ефективних способів зменшення амплітуди пульсацій тиску у джерелі виникнення;

- провести корегування основних геометричних параметрів робочого колеса насосів типу Д з метою покращення їх експлуатаційних характеристик при якісному та енергоефективному забезпеченні водопостачання в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$ ;

- оцінити доцільність проведення модернізації насосів типу Д шляхом заміни їх робочого колеса.

Об'єктом дослідження є процеси, що пов'язані з інтенсивністю пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса типу Д.

Предметом дослідження є вплив конструкційних параметрів проточної частини насоса типу Д та його робочих параметрів на амплітуду пульсацій тиску рідини та інтегральні характеристики робочого процесу насоса.

**Методи дослідження.** Поставлені задачі дослідження вирішувалися аналізом літературних джерел, числовим моделюванням робочого процесу насоса з використанням ПП ANSYS CFX, проведенням експериментальних досліджень та використанням статистичного аналізу результатів за допомогою методу найменших квадратів та в поєднанні з методом факторного експерименту.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

- вперше визначено взаємозв'язок між середньоквадратичним значенням (СКЗ) віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті насоса типу Д та СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску на його виході, що дозволило визначити коефіцієнт їх кореляції;

- вперше проведено порівняння величину впливу конструкційних параметрів проточної частини насоса типу Д ( $z_1, b_1, b_2, D_3/D_2, \varphi, \psi, z_2$ ) та його основних робочих параметрів ( $Q, n$ ) на амплітуду пульсацій тиску рідини на виході з робочого колеса, що дозволило визначити величину відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску в залежності від величини відносної зміни конструкційних та/або робочих параметрів насоса;

- вперше отримано математичні залежності відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску в залежності від величини відносної зміни конструкційних та/або робочих параметрів насоса типу Д, що дозволяє екстраполювати результати дослідження та знизити інтенсивність пульсацій тиску у проточній частині відцентрових насосів спірального типу на етапі їх розробки та/або модернізації;

- отримала подальший розвиток та доповнення методика техніко-економічної оцінки доцільності проведення модернізації робочого колеса існуючого насоса, яка на відміну від відомих, побудована на основі показника питомих витрат

електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини та з урахуванням реальних робочих режимів насосного агрегату за подачею;

- знайшли подальший розвиток уявлення про механізм та фізичну природу збільшення амплітуди пульсацій тиску з лопатевою частотою у проточній частині відцентрового насоса при його експлуатації в режимах недовантаження за подачею.

**Практичне значення отриманих результатів** для насособудування:

- визначено взаємозв'язок між СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті насоса типу Д та СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску на його виході, що дозволяє на етапі розробки та/або модернізації насосів типу Д передбачити інтенсивність лопатевої вібрації їх основних вузлів;

- сформовано перелік ефективних способів зменшення амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса насосів типу Д, що дозволяють знизити лопатеву вібрацію насосів при їх експлуатації в режимах недовантаження за подачею;

- сформовано рекомендації щодо корегування основних геометричних параметрів робочого колеса насосів типу Д, що дозволяють розширити робочий діапазон насосів без зміни напірної характеристики та при одночасному підвищенні енергоефективності їх експлуатації в режимах недовантаження за подачею;

- доповнено методичку техніко-економічної оцінки доцільності проведення модернізації, що дозволило визначити нижню межу значень різниці показника питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини, за якої термін окупності заходу з модернізації робочого колеса насоса типу Д не перевищує середнього терміну його експлуатації;

- основні результати дослідження були впроваджені при проектуванні і модернізації насосів, що виробляє ТОВ «Сумський машинобудівний завод» та 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.

**Особистий внесок здобувача.** Наукові положення, результати та висновки, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Постановка завдань досліджень, аналіз та обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

Результати роботи розкриті в написаних у співавторстві наукових публікаціях [1-9], зокрема: у роботах [1, 2] проаналізовано структуру потоку у проточній частині насоса типу Д, досліджено частоту та величину коливань повного тиску за один оберт робочого колеса; у роботі [3] проаналізовано вплив геометрії вихідної кромки лопаті на амплітуду пульсацій тиску рідини на виході з насоса типу Д за різних режимів його роботи за подачею; в працях [4, 5] визначено фізичну природу пульсацій тиску у проточній частині насоса типу Д та причини збільшення їх амплітуди при експлуатації насоса в режимі недовантаження за подачею; у роботі [6] проведено класифікацію та техніко-економічний аналіз варіантів модернізації насосного агрегату. У роботах [7-9] здобувачем доповідалися можливості дослідження робочого процесу насоса типу Д методом числового експерименту за допомогою програмного продукту ANSYS CFX, проблема гідродинамічної вібрації

основних вузлів відцентрового насоса, природа та основні джерела пульсацій тиску у відцентрових насосах спірального типу.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на Всеукраїнських та Міжнародних науково-практичних конференціях: Викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2016 та 2017 р.); «SCIENCE, SOCIETY, EDUCATION: TOPICAL ISSUES AND DEVELOPMENT PROSPECTS» (м. Харків, 2020 р.).

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковані в 9 наукових працях, серед яких: 2 наукові статті у фахових виданнях України, 2 наукові статті у виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus, 1 стаття у колективній монографії, 1 стаття у науково-практичному журналі, 3 – у матеріалах конференції.

**Структура та об'єм дисертаційної роботи.** Дисертаційна робота складається із анотації двома мовами, вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 162 сторінки. Дисертаційна робота містить 48 рисунків (8 з яких на окремих сторінках), 25 таблиць по тексту, 2 додатки на 2 сторінках, бібліографію зі 77 джерелами на 9 сторінках

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

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

У першому розділі проведено аналіз:

- умов виникнення вібрації у насосах та проблем пов'язаних з нею;
- видів та причин гідродинамічної вібрації відцентрових насосів;
- експериментальних досліджень щодо інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса та їх взаємозв'язку з гідродинамічною вібрацією його основних вузлів;
- можливостей постановки числового експерименту як методу дослідження інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса.

За результатами проведеного аналізу встановлено, що внаслідок технічної політики застосування типового підходу до проектування насосних станцій, який передбачає мінімізацію капітальних витрат при їх будівництві, насоси систем водопостачання більшість часу своєї роботи експлуатуються на нерозрахункових режимах та здебільшого в зоні недовантаження за подачею. Експлуатація насосного агрегату на зоні недовантаження супроводжується рядом негативних факторів, особливе місце серед котрих займає надмірна гідродинамічна вібрація насоса.

Гідродинамічна вібрація насоса є наслідком пульсацій тиску рідини та обумовлена нестационарними гідродинамічними процесами, що протікають у його проточній частині. Основними джерелами гідродинамічної вібрації насоса є гідродинамічні коливання внаслідок неоднорідності потоку на вході/виході з робочого колеса та вібрації, що викликані кавітаційними та/або вихровими

процесами. Інтенсивність гідродинамічної вібрації залежить від джерела гідродинамічних коливань, а оцінювання інтенсивності пульсацій тиску є одним з реальних способів отримання непрямим методом інформації щодо інтенсивності гідродинамічної вібрації насоса на етапі його розробки.

Аналіз результатів експериментальних досліджень щодо інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса показує, що на розрахункових режимах найбільш інтенсивними є коливання внаслідок взаємодії ротор/статор (RSI взаємодія), а пульсації тиску мають дискретні складові коливань:

- на частоті обертання ротора

$$f_1 = n/60; \quad (1)$$

- на лопатевій частоті робочого колеса

$$f_2 = n \cdot z_1 / 60; \quad (2)$$

- на лопатковій частоті напрямного апарату та/або спірального відводу

$$f_3 = n \cdot z_1 \cdot z_2 / 60, \quad (3)$$

де  $f_i$  – частота коливань, Гц;  $n$  – частота обертання ротора, об./хв.;  $z_1$  – кількість лопатей робочого колеса;  $z_2$  – кількість лопаток напрямного апарату.

Аналіз результатів досліджень пульсацій тиску з лопатевою частотою показав існування типової кривої зміни їх амплітуди в залежності від подачі насоса, що являє собою криву 2-го порядку з трендом збільшення значень, що зміщений вліво (у область малих подач) відносно оптимального режиму роботи насоса. Збільшення амплітуди лопатевих пульсацій тиску при відхиленні режиму роботи відцентрового насоса від оптимального, пояснюється збільшенням невідповідності конструкційних та/або робочих параметрів насоса гідравлічним параметрам потоку.

Проблематичність та складність причин і механізмів виникнення пульсацій тиску рідини призвела до широких експериментальних досліджень даного явища. Однак, висока вартість проведення фізичних випробувань та небезпека ослаблення конструкції насоса при установці датчиків тиску призвела до несистемного та локального характеру результатів досліджень, а іноді, і до суперечливих даних. Водночас, багатофакторність причин та механізмів виникнення пульсацій тиску у проточній частині насоса ускладнює визначення їх величини простими аналітичними методами, а тому, на сьогоднішній день, одним з найбільш доступних та достовірних методів дослідження інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині насоса є числове моделювання нестационарної течії рідини за допомогою таких програмних комплексів, як: ANSYS CFX, FlowVision, Fluent та інші. Достовірність числового моделювання як методу дослідження інтенсивності пульсацій тиску рідини підтверджена результатами досліджень багатьох вчених, таких як: Перевошиков С.І., Тімушев С.Ф., Козобков А.А., Твердохлеб І.Б., Шильман А.Х., Чернишов Е.А. та інших.

На основі проведеного огляду літературних джерел визначено необхідність подальших досліджень щодо:

- уточнення взаємозв'язку між інтенсивністю гідродинамічної вібрації основних вузлів насоса типу Д та інтенсивністю пульсацій тиску рідини у його проточній частині;

- уточнення залежності інтенсивності пульсацій тиску рідини у проточній частині насоса типу Д від режиму його роботи за подачею;

- визначення впливу конструкційних та/або робочих параметрів насоса типу Д на амплітуду пульсацій тиску.

Таким чином, вирішення цих питань є необхідною умовою для покращення експлуатаційних характеристик насосів типу Д.

У **другому розділі** наведено результати експериментальних та числових досліджень параметрів робочого процесу насоса Д2000-100-2, як типового представника насосів типу Д та класу відцентрових насосів спірального типу, що широко використовуються у системах водопостачання України.

Експериментальне дослідження інтегральних параметрів робочого процесу насоса Д2000-100-2 та вібраційного стану його корпусу підшипника проведено на насосній станції оборотного водопостачання цеху з виробництва сірчаної кислоти №4 підприємства ВАТ «Сумхімпром». Відцентрові насоси Д2000-100-2 використовуються для перекачування води з резервуару охолодженої води до сушильно-абсорбційного відділення з метою охолодження теплообмінників з виробництва сірчаної кислоти. Діапазон можливих режимів роботи насоса за подачею лежить в межах від  $600 \text{ м}^3/\text{год}$  до  $2200 \text{ м}^3/\text{год}$  та залежить від інтенсивності тепловиділення теплообмінників, що в свою чергу залежить від температури зовнішнього середовища, обсягів виготовлення сірчаної кислоти, особливостей технологічного процесу і т.д.. Регулювання обсягів водопостачання здійснюється з використанням засувки з електроприводом, що обумовлює зміну режимів роботи насоса в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots 1,1Q_{opt}$  та супроводжується низькою енергоефективністю його робочого процесу, підвищеною вібрацією основних вузлів насоса та системи трубопроводів, їх надмірним шумом.

За результатами проведених експериментальних досліджень отримано  $Q-H$ ,  $Q-N$ ,  $Q-\eta$  та  $Q-\Delta P$  характеристики насоса Д2000-100-2 в діапазоні його подач

$0,3Q_{opt} \dots 1,2Q_{opt}$ . Також, визначено вібраційну характеристику корпусу підшипника насоса та встановлено, що відхилення режиму його роботи в область недовантаження за подачею ( $0,3Q_{opt} \dots 0,6Q_{opt}$ ) призводить до перевищення встановленого ISO 10816:3-2014 граничного СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника -  $\bar{V} \leq 2,8 \text{ мм/с}$  (рис. 1).

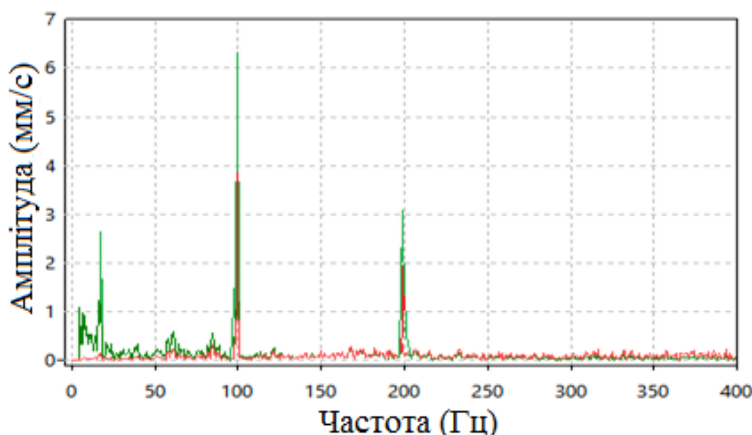


Рисунок 1 - Спектр віброшвидкості та віброприскорення корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 за подачі  $0,3Q_{opt}$ . (у горизонтальному напрямку)

За результатами експериментального дослідження щодо визначення взаємозв'язку між СКЗ віброшвидкості корпусу



підшипника насоса Д2000-100-2 та СКЗ амплітуди пульсацій тиску на його виході встановлено, що:

- при відхиленні режиму роботи насоса в область недовантаження за подачею  $(0,3Q_{opt} \dots 0,6Q_{opt})$  спостерігається збільшення СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску у проточній частині насоса, що обумовлює збільшення СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті та гармоніках (рис. 1 -  $f_2=98$  Гц та  $196$  Гц);

- коефіцієнт кореляції ( $k=\overline{V}_n/\Delta P$ ), що характеризує СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 на лопатевій частоті ( $\overline{V}_n$ ) в залежності від СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску на його виході ( $\Delta P$ ) для вертикального напрямку коливань становить  $k_A=0,03$ , для горизонтального напрямку -  $k_B=0,08$ ;

- перевищення граничного СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника насоса ( $\overline{V} \geq 2,8$  мм/с) спостерігається тільки у горизонтальному напрямку на лопатевій частоті коливань при СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску  $\Delta P \geq 35,8$  кПа, що відповідає режиму роботи насоса за подачею  $Q_i \leq 0,6Q_{opt}$ ;

- СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску  $\Delta P \geq 35,8$  кПа відносно величини повного тиску насоса ( $H$ ) становить  $\Delta P = 3,4\% \cdot H$  та може бути прийняте як граничне СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску у проточній частині насосів типу Д.

Оскільки кількість та систематичність експериментальних досліджень щодо залежності СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті від конструкційних та/або робочих параметрів насоса типу Д ускладнюється високою вартістю їх проведення та неможливістю виготовлення абсолютно однакових деталей проточних частин, то прийнято рішення, у подальшому використовувати СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску в якості непрямого показника лопатевої вібрації насоса (СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника). СКЗ амплітуди пульсацій тиску у проточній частині насоса може бути визначена за допомогою числового експерименту з використанням програмного продукту (ПП) ANSYS CFX.

З метою дослідження інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса спірального типу сформовано методику та алгоритм проведення числового моделювання нестационарної течії рідини у проточній частині насоса Д2000-100-2. Числове моделювання проводилося з використанням ПП ANSYS CFX 13.0 (дослідницька ліцензія) та на основі вирішення рівнянь Нав'є-Стокса та Рейнольдса у тривимірній постановці. Загальний випадок руху в'язкої рідини описується системою рівнянь Нав'є-Стокса та рівнянням нерозривності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i; \quad (4)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (5)$$

де  $i, j = 1 \dots 3$  – сумування за однаковими індексами.

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

Розрахунок течії проводився в нестационарній постановці до досягнення періодичності коливань величини повного тиску (напору) на виході з насоса. Робоче середовище – вода при температурі  $20^{\circ}\text{C}$ , густина робочої рідини була прийнята сталою, режим течії - турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використано стандартну  $k-\varepsilon$  модель турбулентності.

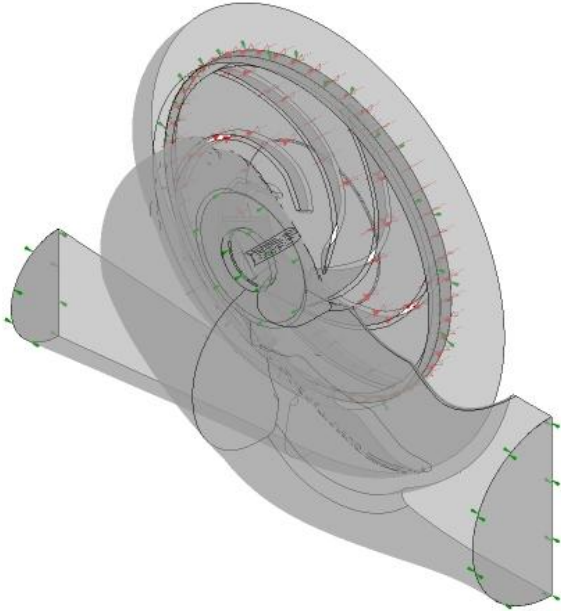


Рисунок 2 - Розрахункова область проточної частини насоса Д2000-100-2

За для спрощення розрахункової області були прийняті допущення, що течія рідини у насосі типу Д є симетричною відносно вісі симетрії, а течія у пазухах робочого колеса та втрати у щілинних ущільненнях істотно не впливають на структуру течії та інтенсивність пульсацій тиску. Таким чином, розрахункова область насоса Д2000-100-2 складалася з проточної частини: половини робочого колеса, половини спірального відводу та половини напівспірального підводу (рис. 2).

В якості граничних умов на вході була задана масова витрата, на виході – статичний тиск, на всіх твердих поверхнях задана умова прилипання.

Адекватність числового моделювання визначена шляхом порівняння отриманих інтегральних параметрів робочого процесу насоса Д2000-100-2 за результатами числового та фізичного експерименту (рис. 3). При порівнянні апроксимованих результатів фізичного (неперервна лінія) та числового експерименту (пунктирна лінія), встановлено, що розходження отриманих результатів не перевищує 5%, що дозволяє використовувати числове моделювання в якості методу дослідження інтенсивності пульсацій тиску та параметрів робочого процесу насоса Д2000-100-2.

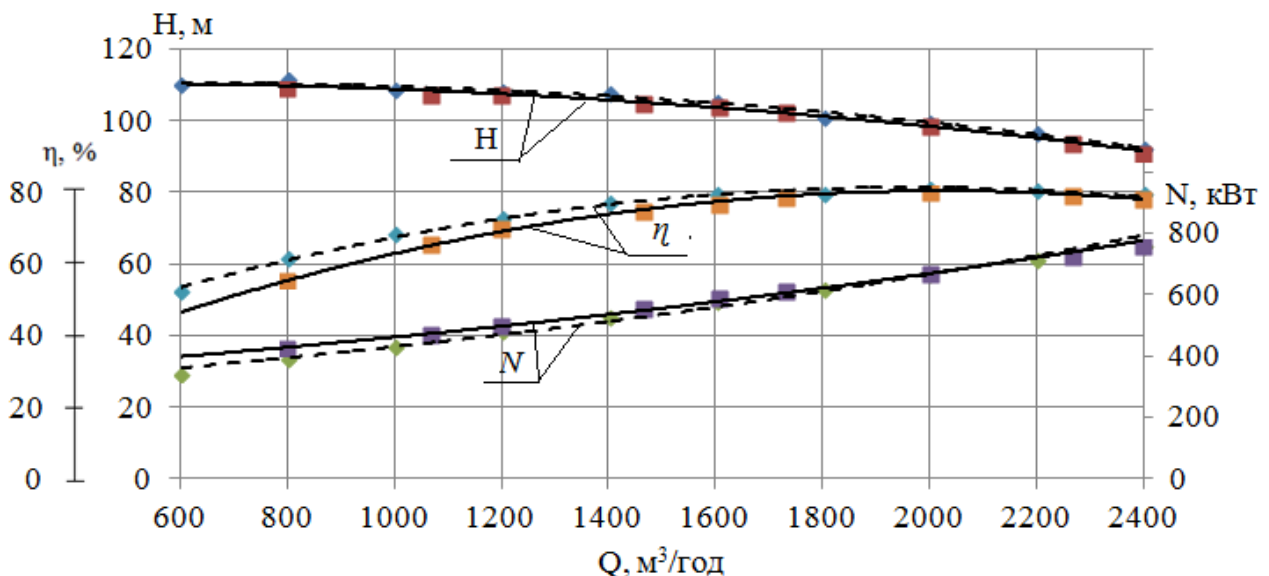


Рисунок 3 -  $Q-H$ ,  $Q-P$  та  $Q-\eta$  характеристика насоса Д2000-100-2

У **третьому розділі** наведено результати числового дослідження інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса Д2000-100-2 в залежності від подачі та встановлено вплив основних конструкційних та робочих параметрів відцентрового насоса спірального типу на амплітуду пульсацій тиску на виході з робочого колеса.

За результатами числового дослідження інтенсивності пульсацій тиску визначено, що найбільш інтенсивними гідродинамічними коливаннями у проточній частині насосів типу Д в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$  є пульсації тиску з лопатевою частотою -  $f_2$ , а джерелом даних коливань є взаємодія ротора зі статором. Графічна інтерпретація отриманих результатів для одного обороту РК (рис. 4) представляє собою періодичну зміну значень повного тиску з 6-ма чітко вираженими максимумами, що припадають на момент, коли лопать робочого колеса проходить поміж язика спірального відводу. Дані коливання мають гармонійний характер, а відхилення значень тиску від середнього значення в певний момент часу -  $x(t)$ , може бути описано синусоїдальною функцією

$$x(t) = \Delta P_i \cdot \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (6)$$

де  $\Delta P_i$  – СКЗ амплітуди пульсацій тиску, м;  $\omega$  – циклічна частота, ( $\omega = 98 \text{ c}^{-1}$ );  $t$  – час (один оберт робочого колеса -  $t = 0,06 \text{ c}$ );  $\varphi_0$  – початкова фаза коливань ( $\varphi_0 = 0$ ).

В діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$  насоса Д2000-100-2 зміна СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса ( $\Delta P_i$ ) в залежності від відносної подачі насоса ( $\bar{Q} = Q_i/Q_{opt}$ ) може бути описана експоненціальною функцією:

$$\Delta P_i = \Delta P_{opt} \cdot 21,14 e^{-3\bar{Q}} \quad (7)$$

Графічна інтерпретація залежності відносного СКЗ амплітуди пульсацій тиску ( $\Delta P_i/\Delta P_{opt}$ ) від відносної подачі насоса ( $Q_i/Q_{opt}$ ) представлена на рис. 5.

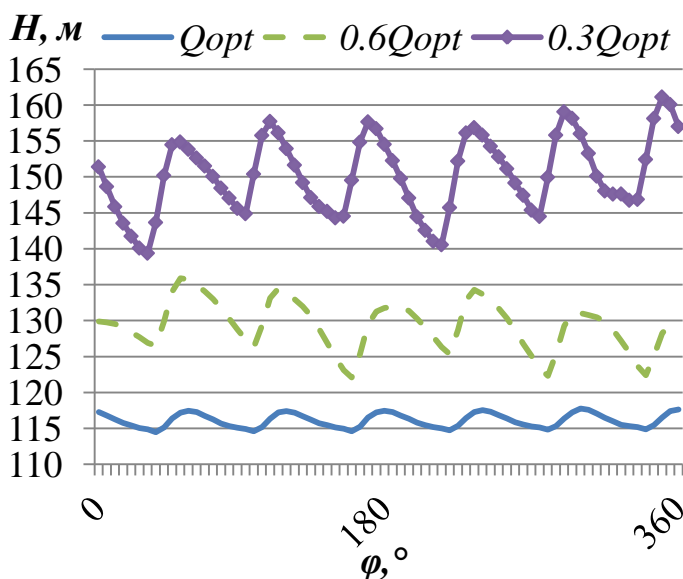


Рисунок 4 – Зміна значень повного тиску на виході з робочого колеса за подач:  $0,3Q_{opt}$ ,  $0,6Q_{opt}$  та  $Q_{opt}$

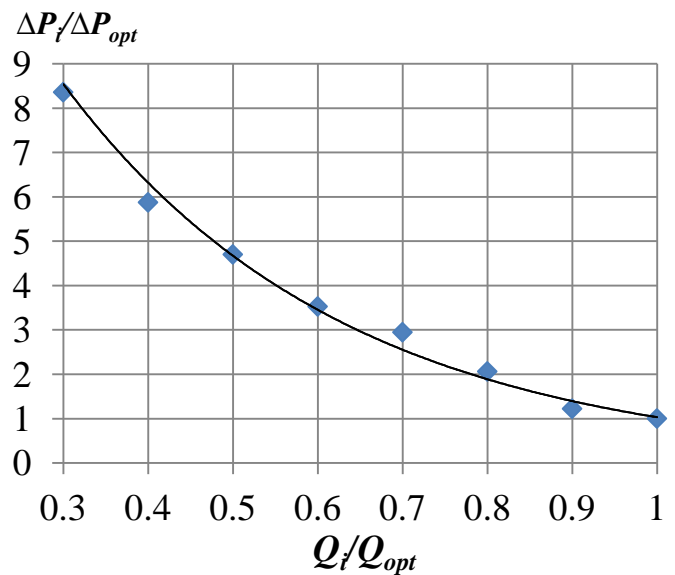


Рисунок 5 – Відносна зміна СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса ( $\Delta P_i/\Delta P_{opt}$ )

За результатами числового моделювання нестационарної течії рідини отримано картину розподілу відносної швидкості потоку у проточній частині насоса Д2000-100-2 (рис. 6). За оптимальної подачі -  $Q_{opt}$  (рис. 6, б), течія рідини у проточній частині відцентрового насоса спірального типу має безвихровий однорідний характер, однак при зменшенні подачі до  $0,6Q_{opt}$  (рис. 6, а) спостерігається рециркуляція потоку на виході з робочого колеса та інтенсивне вихроутворення у його міжлопатевих каналах. Розподіл відносної швидкості потоку показує, що інтенсивне вихроутворення у міжлопатевих каналах робочого колеса спостерігається при їх проходженні поміж частини спірального відводу з найбільшою висотою спіралі. Оскільки на виході з робочого колеса швидкість складових потоку та їх моменти за подач  $Q_i \leq 0,6Q_{opt}$  значно збільшуються, а швидкість і їх моменти у відводі різко зменшуються, то при злитті потоків з різномоментними швидкостями спостерігається рециркуляція потоку на виході з робочого колеса та, як наслідок, інтенсивне вихроутворення у його міжлопатевих каналах. При проходженні міжлопатевого каналу поміж язика спірального відводу спостерігається збігання вихору та відновлення прямотечії потоку на ділянці вихід з робочого колеса - вхід у спіральний відвід.

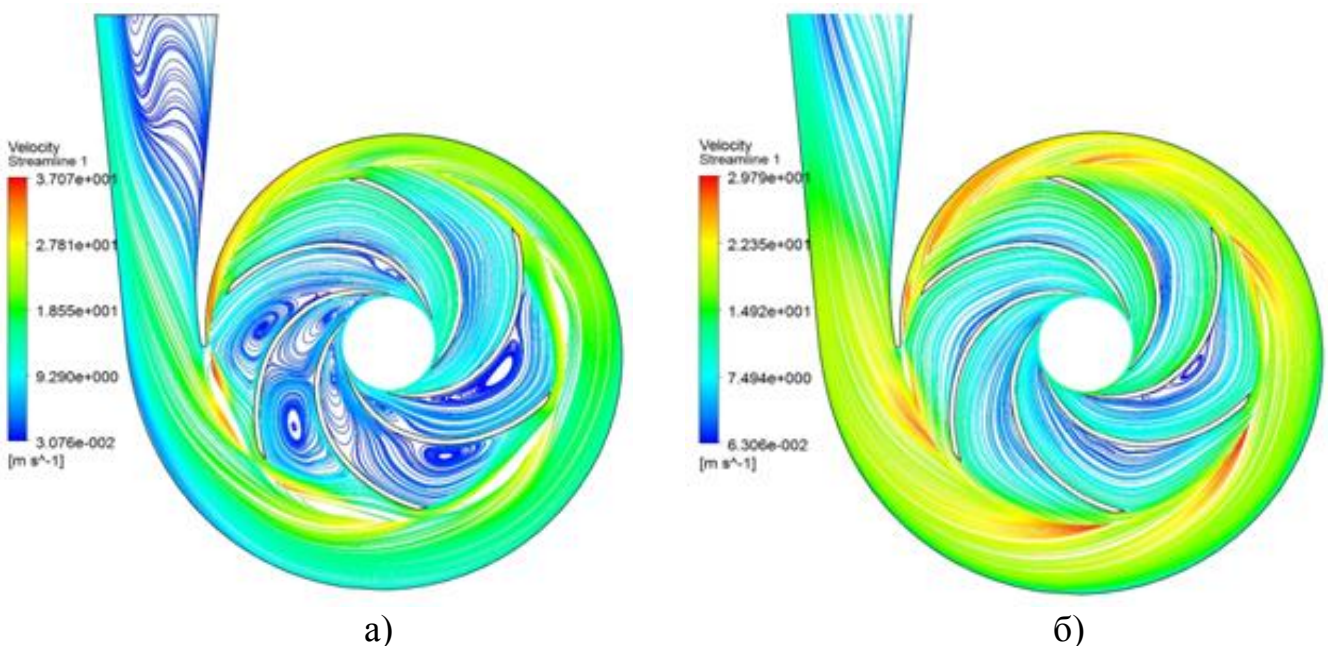


Рисунок 6 – Графічне відображення розподілу відносної швидкості потоку у проточній частині насоса Д2000-100-2 за подач:  $0,6Q_{opt}$  (а) та  $Q_{opt}$  (б)

За результатами числового моделювання нестационарної течії рідини у проточній частині відцентрового насоса спірального типу (на прикладі насоса Д2000-100-2) встановлено, що:

- збільшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску у проточній частині відцентрового насоса в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots 0,7Q_{opt}$ , зумовлено процесом збігання вихору при проходженні міжлопатевого каналу робочого колеса поміж язика відводу. Частота даних пульсацій накладається на лопатеву частоту взаємодії ротора зі статором та носить гармонійний характер;

- однозавитковий спіральний відвід відцентрового насоса обумовлює нерівномірний тиск по колу робочого колеса в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots 0,7Q_{opt}$  та зумовлює роботу окремих міжлопатевих каналів РК на різних режимах;

- рециркуляція потоку на виході з робочого колеса насоса Д2000-100-2 виникає при подачах  $Q_i < 0,8Q_{opt}$ , а її величина збільшується при зменшенні подачі, що зумовлено збільшенням невідповідності конструкційних та/або робочих параметрів насоса гідравлічним параметрам потоку.

Після уточнення першопричин наявного збільшення амплітуди лопатевих пульсацій тиску у проточній частині відцентрових насосів спірального типу, проведено дослідження щодо впливу основних конструкційних та робочих параметрів насоса Д2000-100-2 на СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з РК -  $\Delta P$ , напір -  $H$ , гідравлічну потужність -  $N_2$  та гідравлічний ККД насоса -  $\eta_2$ .

За результатами даного дослідження отримано математичні залежності та криві величини відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску (рис. 7, а) та відносної зміни величини напору (рис. 7, б) в залежності від величини відносної зміни таких конструкційних або робочих параметрів насоса як: кількість лопатей робочого колеса ( $z_1$ ), ширина лопаті на виході ( $b_2$ ), відношення початкового діаметру спірального відводу до зовнішнього діаметру робочого колеса ( $D_3/D_2$ ), кут нахилу вихідної кромки ( $\varphi$ ), частота обертання ротора ( $n$ ) та взаємне розташування лопатей половин робочого колеса (крок зсуву -  $\psi$ ).

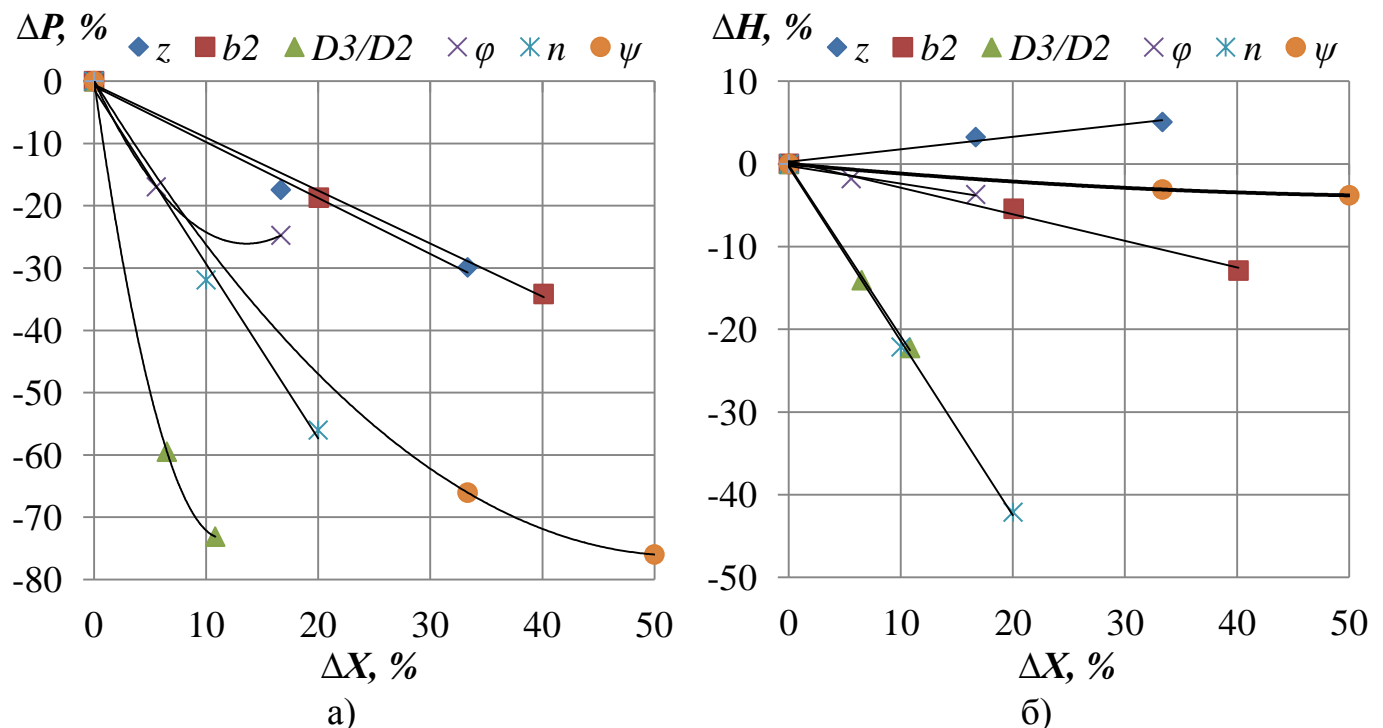


Рисунок 7 – Величина відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску (а) та відносної зміни напору (б) в залежності від величини відносної зміни конструкційних та робочих параметрів насоса в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots 0,6Q_{opt}$  та  $Q_{opt}$  відповідно:

$\Delta P$  – зміна СКЗ амплітуди пульсацій тиску відносно початкового значення, %;

$\Delta H$  – зміна величини напору відносно початкового значення, %;

$\Delta X$  – зміна параметру насоса відносно його початкового значення, %.

Криві відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску та відносної зміни величини напору побудовані методом найменших квадратів на основі результатів апроксимації середніх значень відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots 0,6Q_{opt}$  та відносної зміни значень напору за подачі  $Q_{opt}$ .

З огляду на результати числового дослідження впливу конструкційних та/або робочих параметрів на СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса та напір насоса можна зробити наступні висновки:

- зміна конструкційних параметрів проточної частини та/або робочих параметрів насоса як способи зменшення амплітуди пульсацій тиску в джерелі їх виникнення, за певних умов є досить ефективними, однак необхідно враховувати вплив даних змін на  $Q-H$  характеристику насоса;

- з огляду на величину відносної зміни конструкційного параметру насоса у порівнянні з початковим значенням - найефективнішим способом зменшення амплітуди пульсацій тиску є захід спрямований на збільшення відношення початкового діаметру спірального відводу ( $D_3$ ) до зовнішнього діаметру робочого колеса ( $D_2$ ), за рахунок зменшення останнього. В діапазоні зміни значень  $D_3/D_2=1,08 \div 1,2$  відносне зменшення зовнішнього діаметру робочого колеса на 5%-10% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску в середньому на 60%-73%, а рівняння апроксимуючої кривої, що описує величину відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса в залежності від величини відносної зміни відношення  $D_3/D_2$  має вигляд

$$\overline{\Delta P} = 0,56 \cdot (\overline{D_3/D_2})^2 - 12,77 \cdot \overline{D_3/D_2}. \quad (8)$$

Варто зазначити, що зумовлене даним заходом зменшення відносної величини напору насоса на 14%-20% обмежує діапазон зміни значень  $D_3/D_2$  та широке використання даного заходу в якості способу зменшення амплітуди пульсацій тиску та гідродинамічної вібрації основних вузлів насоса.

- з огляду на величину відносної зміни значення напору у порівнянні з початковим значенням – найбільш прийнятним способом зменшення амплітуди пульсацій тиску є захід зі збільшення кількості лопатей робочого колеса ( $z_1$ ). В діапазоні зміни значень  $z_1=6 \div 8$ , відносне збільшення кількості лопатей робочого колеса на 16,7%-33% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску в середньому на 17%-30% та збільшує відносне значення напору насоса на 3%-5%, а рівняння апроксимуючої кривої, що описує величину відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса в залежності від величини відносної зміни кількості його лопатей має вигляд

$$\overline{\Delta P} = -0,9 \cdot \overline{z_1} - 0,83. \quad (9)$$

Варто зазначити, що для отримання стабільної характеристики, а також, з огляду на технологію виробництва та енергоефективність робочого процесу, кількість лопатей робочого колеса насоса типу Д вибирають в діапазоні  $z_1=6 \div 8$ , таким чином, з огляду на розширення робочого діапазону насоса типу Д до  $0,3Q_{opt}$ , даний спосіб є неефективним.

- взаємне розташування лопатей половин робочого колеса зі зсувом на крок  $\psi = 1/2$ , є оптимальним способом зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску у насосах типу Д. Рівняння апроксимуючої кривої, що описує величину відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса в залежності від відносного значення кроку зсуву його лопатей має вигляд

$$\overline{\Delta P} = 0,028 \cdot \bar{\psi}^2 - 2,9 \cdot \bar{\psi}. \quad (10)$$

Дана конструкція робочого колеса обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на його виході, а отже, і відносне зменшення СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті, в середньому на 78%. З огляду на граничне СКЗ амплітуди пульсацій тиску ( $\Delta P < 35,8 \text{ кПа}$  та/або  $3,4\% \cdot H$ ) зсув лопатей половин робочого колеса на  $1/2$  кроку є ефективним способом зменшення амплітуди пульсацій тиску та дозволяє розширити робочий діапазон насосів типу Д до  $0,3Q_{opt}$ . Відносне зменшення напору (в середньому на 4%), що обумовлене появою перегородки між двома половинами робочих коліс, потребує корегування основних геометричних параметрів робочого колеса насосів типу Д.

Визначення оптимального співвідношення між такими геометричними параметрами робочого колеса зі зсувом лопатей на  $1/2$  кроку, як кількість лопатей та відношення початкового діаметру спірального відводу до зовнішнього діаметру робочого колеса, дозволить сформулювати рекомендації щодо корегування геометричних параметрів робочого колеса існуючих насосів типу Д з метою покращення їх експлуатаційних характеристик при якісному та енергоефективному забезпеченні водопостачання в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$ .

У **четвертому розділі**, за результатами факторного експерименту, сформовано рекомендації щодо корегування основних геометричних параметрів робочого колеса зі зсувом лопатей для існуючих насосів типу Д та доповнено методика оцінки доцільності проведення модернізації існуючих насосів.

При проведенні факторного експерименту розглянуто конструктивну схему робочого колеса двохстороннього входу зі взаємним зсувом лопатей на  $1/2$  кроку один відносно одного. В якості факторів корегування визначено кількість лопатей робочого колеса ( $z_1$ ) та відношення початкового діаметру спірального відводу до зовнішнього діаметру робочого колеса ( $D_3/D_2$ ).

Для отримання стабільної характеристики, а також, з огляду на технологію виробництва та енергоефективність робочого процесу, кількість лопатей робочого колеса насоса типу Д змінювалася в діапазоні  $z_1 = 6 \div 8$  з інтервалом варіювання - 1.

Зміну відношення ( $D_3/D_2$ ) реалізовано за рахунок зміни зовнішнього діаметру робочого колеса -  $D_2$ . Діапазон зміни зовнішнього діаметру робочого колеса обмежений значним зменшенням напору насоса та габаритними розмірами його корпусу. Таким чином, зовнішній діаметр робочого колеса насоса типу Д змінювався в діапазоні значень від 820 мм до 850 мм, що відповідає відношенню  $D_3/D_2 = 1,08$  та  $D_3/D_2 = 1,04$  відповідно, з інтервалом варіювання - 15 мм (0,02).

Чисельні дослідження впливу факторів на параметри корегування проведено на основі проточної частини насоса Д2000-100-2 при його роботі за подачі  $Q = 600 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Для оптимізаційного аналізу використовувалася лінійна модель

$$y=b_0+b_1x_1+b_2x_2+b_{1,2}x_1x_2, \quad (11)$$

де  $b_i$  - значення коефіцієнтів рівняння регресії.

Значення коефіцієнтів регресії визначалися наступним чином

$$b_i = \sum_1^N \frac{x_{ij}y_j}{N}, \quad (12)$$

де  $x_{ij}$  - кодоване значення  $i$ -го фактору в  $j$ -м досліді;  $y_j$  – значення параметру корегування в  $j$ -м досліді;  $N$  – кількість дослідів в матриці планування.

У результаті досліджень складено наступні рівняння регресії для СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса ( $y_{\Delta P}$ ), напору ( $y_H$ ) та гідравлічного ККД насоса ( $y_n$ )

$$y_{\Delta P} = 17,23 - 6,88x_1 - 1,88x_2; \quad (13)$$

$$y_H = 115,38 - 2,08x_1 + 0,82x_2; \quad (14)$$

$$y_n = 55,88 - 2,23x_1 - 0,73x_2. \quad (15)$$

Дана математична модель дозволяє оцінити зміну СКЗ амплітуди пульсацій тиску, величини напору та гідравлічного ККД насосів типу Д внаслідок зміни основних геометричних параметрів РК зі взаємним зсувом лопатей на 1/2 кроку. В діапазоні зміни величини відношення початкового діаметру спірального відводу до зовнішнього діаметру робочого колеса  $D_3/D_2 = 1,04 \dots 1,08$  встановлено, що:

- якщо кількість лопатей робочого колеса  $z_l=6$ , то відносна зміна величини відношення  $D_3/D_2$  на 2% обумовлює відносну зміну СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 36%, зміну величини напору на 1,82% та зміну величини ККД на 3,9%;

- якщо кількість лопатей робочого колеса  $z_l=7$ , то відносна зміна величини відношення  $D_3/D_2$  на 2% обумовлює відносну зміну СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 40%, зміну величини напору на 1,8% та зміну величини ККД на 4%;

- якщо кількість лопатей робочого колеса  $z_l=8$ , то відносна зміна величини відношення  $D_3/D_2$  на 2% обумовлює відносну зміну СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 44,8%, зміну величини напору на 1,79% та зміну величини ККД на 4,1%.

Доцільність проведення модернізації робочого колеса існуючого насоса пропонується визначати на основі показника питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини ( $\rho_i$ )

$$\rho_i = A_i / (t_i \cdot Q_i), \quad (16)$$

де  $A_i$  – кількість електроенергії, яку споживає насосний агрегат в  $i$ -му режимі ( $kВт \cdot год$ );  $t_i$  – термін роботи у  $i$ -му режимі ( $год$ );  $Q_i$  – подача насоса ( $м^3/год$ ) упродовж  $t_i$ .

та з розрахунку періоду роботи насосного агрегату  $t$ , упродовж якого витрати на модернізацію покриваються вартістю зекономленої електроенергії



$$t = C_{mod} / (T \cdot \sum_{i=1}^n \Delta\rho_{i1,2} \cdot Q_i), \quad (17)$$

де  $C_{mod}$  – витрати на модернізацію;  $T$  – тариф на електроенергію;  $\Delta\rho_{i1,2}$  – різниця питомих витрат електроенергії до та після модернізації.

Згідно з запропонованою методикою, а також враховуючи, що середній термін експлуатації робочого колеса насосів типу Д становить 5-8 років, визначено нижню межу величини різниці показника питомих витрат електроенергії ( $\Delta\rho_{1,2}$ ) на перекачування одного метра кубічного рідини до та після модернізації насосних агрегатів типу Д, за якої термін окупності заходу з модернізації робочого колеса не перевищує середнього терміну його експлуатації, в залежності від режиму роботи за подачею ( $Q_i$ ) та капітальних витрат на модернізацію робочого колеса ( $C_{mod}$ ). Результати розрахунку представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Граничні значення різниці показника питомих витрат електроенергії ( $\Delta\rho_{1,2}$ ,  $MВт \cdot год / м^3$ ) в залежності від подачі насоса ( $Q_i$ ) та капітальних витрат на модернізацію його робочого колеса ( $C_{mod}$ )

$Q_i, м^3/год$	Сума капітальних витрат на модернізацію, $C_{mod}$ , тис. грн.								
	25	50	100	150	200	300	500	700	1000
100	4,26	8,52	17,04	25,56	34,08	51,11	85,19	119,27	170,38
500	0,85	1,70	3,41	5,11	6,82	10,22	17,04	23,85	34,08
1000	0,43	0,85	1,70	2,56	3,41	5,11	8,52	11,93	17,04
2000	0,21	0,43	0,85	1,28	1,70	2,56	4,26	5,96	8,52
4000	0,11	0,21	0,43	0,64	0,85	1,28	2,13	2,98	4,26
6000	0,07	0,14	0,28	0,43	0,57	0,85	1,42	1,99	2,84
8000	0,05	0,11	0,21	0,32	0,43	0,64	1,06	1,49	2,13
10000	0,04	0,09	0,17	0,26	0,34	0,51	0,85	1,19	1,70
12000	0,04	0,07	0,14	0,21	0,28	0,43	0,71	0,99	1,42

Таким чином, використання показника питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини у розрахунках періоду роботи насосного агрегату, упродовж якого витрати на модернізацію покриваються вартістю зекономленої електроенергії, дозволяє проводити порівняння варіантів модернізації та оцінювати доцільність її проведення.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена актуальній задачі – покращенню експлуатаційних характеристик насосів типу Д шляхом зниження інтенсивності пульсацій тиску у їх проточній частині. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. За результатами інформаційно-аналітичного огляду літературних джерел встановлено, що:

- експлуатація насосного агрегату на нерозрахункових режимах супроводжується надмірною гідродинамічною вібрацією основних вузлів насоса,

яка обумовлює скорочення ресурсу їх роботи та негативно впливає на його експлуатаційні характеристики;

- основними джерелами гідродинамічної вібрації насоса є неоднорідність потоку на вході/виході з робочого колеса та/або вібрації, що викликані кавітаційними та/або вихровими процесами;

- гідродинамічна вібрація насоса є наслідком пульсацій тиску рідини у його проточній частині, а оцінювання інтенсивності пульсацій тиску є одним з реальних способів отримання непрямым методом інформації щодо інтенсивності гідродинамічної вібрації насоса на етапі його розробки.

2. За результатами експериментального дослідження взаємозв'язку між гідродинамічною вібрацією корпусу підшипника насоса Д2000-100-2, як типового представника насосів типу Д, та пульсаціями тиску рідини на його виході в діапазоні подач насоса  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$ , встановлено, що:

- середньоквадратичне значення (СКЗ) віброшвидкості корпусу підшипника насоса на лопатевій частоті ( $\bar{V}_n$ ) пропорційно збільшується зі збільшенням СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску рідини на його виході ( $\Delta P$ ) при відхиленні режиму роботи насоса від оптимального ( $Q_i < Q_{opt}$ );

- коефіцієнт кореляції ( $k = \bar{V}_n / \Delta P$ ), що характеризує СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 на лопатевій частоті ( $\bar{V}_n$ ) в залежності від СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску на його виході ( $\Delta P$ ), для вертикального напрямку коливань становить  $k_A = 0,03$ , для горизонтального напрямку -  $k_B = 0,08$ ;

- перевищення граничного СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 ( $\bar{V}_n \geq 2,8 \text{ мм/с}$ ) спостерігається у горизонтальному напрямку на лопатевій частоті коливань при експлуатації насоса за подачею  $Q_i \leq 0,6Q_{opt}$  та відповідає СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску  $\Delta P \geq 35,8 \text{ кПа}$ ;

- СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску  $\Delta P \geq 35,8 \text{ кПа}$  відносно середньої величини повного тиску насоса ( $H$ ) становить  $\Delta P = 3,4\% \cdot H$  та прийняте як граничне СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску у проточній частині насосів типу Д.

3. З метою дослідження фізичної природи та інтенсивності пульсацій тиску, створено розрахункову модель відцентрового насоса Д2000-100-2 та проведено числове моделювання нестационарної течії рідини у його проточній частині. За результатами числового моделювання встановлено, що:

- найбільш інтенсивними гідродинамічними коливаннями у проточній частині відцентрового насоса спірального типу при його експлуатації за подач  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$  є пульсації тиску з лопатєвою частотою ( $f_2 = 98 \text{ Гц}$ ), а джерелом даних пульсацій є взаємодія ротора зі статором (RSI взаємодія). Дані коливання (пульсації) мають гармонійний характер та можуть бути описані синусоїдальною функцією:  $x(t) = \Delta P_f \sin 98 t$ ;

- в діапазоні подач насоса  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$  лопатєва частота пульсацій тиску на виході з робочого колеса не змінюється, однак їх СКЗ амплітуди зростає до 8 разів у порівнянні з СКЗ амплітуди пульсацій тиску на оптимальному режимі подачі ( $\Delta P_{opt}$ ). Залежність відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску ( $\Delta P_i / \Delta P_{opt}$ ) на виході з робочого колеса від відносної подачі насоса ( $\bar{Q} = Q_i / Q_{opt}$ ) може бути описана експоненціальною функцією:  $\Delta P_i = \Delta P_{opt} \cdot 21,14 e^{-3\bar{Q}}$ ;

- експонентне збільшення СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску на виході з робочого колеса в області недовантаження насоса за подачею  $(0,3Q_{opt}...0,6Q_{opt})$  є наслідком рециркуляції потоку на виході з РК та зумовлено процесом збігання вихору при проходженні міжлопатевого каналу поміж язика спірального відводу;

- розподіл відносної швидкості потоку у проточній частині відцентрового насоса спірального типу показує, що інтенсивне вихроутворення та виникнення протитечій спостерігається у міжлопатевих каналах робочого колеса при їх проходженні поміж частини спірального відводу з найбільшою висотою спіралі та поблизу язика спірального відводу за подач  $Q_i \leq 0,6Q_{opt}$ . Оскільки на виході з робочого колеса швидкість складових потоку та їх моменти при зменшенні подачі значно збільшуються, а швидкість та їх моменти у відводі різко зменшуються, то при злитті потоків з різномоментними швидкостями спостерігається рециркуляція потоку на виході з робочого колеса та, як наслідок, інтенсивне вихроутворення у його міжлопатевих каналах. При проходженні міжлопатевого каналу поміж язика спірального відводу спостерігається збігання вихору та відновлення прямотечії потоку на ділянці вихід з робочого колеса - вхід у спіральний відвід. Описані гідродинамічні процеси є наслідком гідравлічного гальмування потоку на виході з робочого колеса, що зумовлено невідповідністю конструкційних та/або робочих параметрів насоса гідравлічним параметрам потоку.

4. За результатами числового дослідження впливу конструкційних та/або робочих параметрів відцентрового насоса спірального типу (на прикладі насоса Д2000-100-2) на СКЗ амплітуди пульсацій тиску рідини на виході з робочого колеса:

- визначено величину відносного зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса за рахунок величини відносної зміни конструкційних параметрів проточної частини та/або робочих параметрів насоса, так, в діапазоні зміни значень  $z=6\div 8$ , відносне збільшення кількості лопатей робочого колеса на 16,7%-33,3% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 17%-30%; в діапазоні зміни значень  $b_2/D_2=0,025\div 0,07$ , відносне зменшення ширини лопаті на виході з робочого колеса на 20%-40% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 18%-36%; в діапазоні зміни значень  $D_3/D_2=1,08\div 1,2$ , відносне збільшення відношення початкового діаметру спірального відводу до зовнішнього діаметру робочого колеса на 5%-10% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 60%-73%; в діапазоні зміни значень  $\varphi=0^\circ\div 15^\circ$ , відносна зміна кута нахилу вихідної кромки робочого колеса на 5%-15% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 17%-25%; в діапазоні зміни значень  $n_s \leq 35\div 120$ , відносне зменшення частоти обертання ротора насоса на 10%-20% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 32%-56%; використання конструкції двозавиткового спірального відводу у відцентрових насосах ( $n_s \leq 120...150$ ) обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 29%; взаємний зсув лопатей половин робочого колеса один відносно одного на 33%-50% обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на 65%-72%;

- отримано математичні залежності, що характеризують величину відносної зміни СКЗ амплітуди пульсацій тиску на виході з робочого колеса (в діапазоні подач  $0,3Q_{opt}...0,6Q_{opt}$ ) та величину відносної зміни напору на виході з насоса (за

оптимальної подачі  $Q_{opt}$ ) в залежності від величини відносної зміни конструкційних та/або робочих параметрів насоса ( $z_1, b_2, D_3/D_2, \varphi, n, \psi$ );

- сформовано перелік ефективних способів зменшення амплітуди пульсацій тиску у джерелі виникнення, серед котрих, найбільш прийнятним є взаємне розташування половин робочого колеса зі взаємним зсувом лопатей на  $1/2$  кроку. Дана конструкція робочого колеса обумовлює відносне зменшення СКЗ амплітуди пульсацій тиску на його виході, а отже, і відносне зменшення СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті, в середньому на 78%, що дозволяє розширити робочий діапазон насосів типу Д за подачею до  $0,3Q_{opt}$ .

5. На основі наукового узагальнення результатів факторного експерименту сформовано рекомендації щодо корегування основних геометричних параметрів робочого колеса зі взаємним зсувом його лопатей на  $1/2$  кроку з метою покращення експлуатаційних характеристик насосів типу Д при якісному та енергоефективному водопостачанні в діапазоні подач  $0,3Q_{opt}...Q_{opt}$ . Таким чином, в діапазоні зміни величини  $D_3/D_2=1,04...1,08$  та  $z_1=6\div 8$ , встановлено, що:

- при зсуві лопатей половин робочого колеса ( $z_1=6\div 8$ ) на  $1/2$  кроку, обумовлене конструкцією РК відносне зменшення напору на 4% найбільш доцільно, з точки зору ККД, компенсувати відносним зменшенням величини відношення  $D_3/D_2$  на 4%;

- при зсуві лопатей половин 6-ти або 7-ми лопатевого робочого колеса ( $z_1=6$  або  $z_1=7$ ) на  $1/2$  кроку, найбільш оптимальним способом компенсації величини відносного зменшення напору на 4% є збільшення кількості лопатей робочого колеса до  $z_1=7$  та  $z_1=8$  відповідно, водночас з відносним зменшенням величини відношення  $D_3/D_2$  на 2%;

- при зсуві лопатей половин 6-ти лопатевого робочого колеса ( $z_1=6$ ) на  $1/2$  кроку відносне зменшення напору насоса на 4%, також, можливо компенсувати збільшенням кількості лопатей робочого колеса до  $z_1=8$  та відносним зменшенням величини відношення  $D_3/D_2$  на 1%.

6. Доповнено методику оцінки техніко-економічної доцільності проведення модернізації робочого колеса існуючого насоса з урахуванням реальних робочих режимів насосного агрегату за подачею та на основі показника питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини. Використання зазначеного показника у розрахунках періоду роботи насосного агрегату, упродовж якого витрати на модернізацію покриваються вартістю зекономленої електроенергії, дозволяє проводити порівняння варіантів модернізації та оцінити доцільність проведення модернізації. На основі запропонованої методики, в залежності від подачі насосного агрегату типу Д ( $Q$ ) та капітальних витрат на модернізацію ( $C_{mod}$ ), встановлено нижню межу значень різниці показника питомих витрат електроенергії ( $\Delta\rho_{1,2}, \text{кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ ) за якої термін окупності заходу з модернізації робочого колеса насоса типу Д не перевищує середнього терміну його експлуатації.

7. Результати роботи впроваджені при проектуванні і модернізації насосів, що виробляє ТОВ «Сумський машинобудівний завод» та в навчальний процес Сумського державного університету, в курсах: «Розрахунок та проектування насосів», «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» та «Теорія турбомашин».

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Москаленко В.В., Бойко В.С., Сотник М.І. Моделювання особливих режимів роботи електромеханічних систем мереж водопостачання. Науково-практичний журнал «Електротехніка і електромеханіка». 2016. № 4 (1). С. 4-9.

*Здобувачем проаналізовано структуру потоку у проточній частині насоса типу Д.*

2. Moskalenko V., Sotnyk M., Boiko V. Head pulsations in a centrifugal pump. IOP Materials Science and Engineering. 2017. Vol. 233. P. 1-8. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012058.

*Здобувачем досліджено частоту та величину коливань повного тиску на виході з робочого колеса та спірального відводу відцентрового насоса.*

3. Москаленко В.В., Луговая С.О. Влияние геометрии выходного участка лопасти на нестационарное взаимодействие вращающегося рабочего колеса и спирального отвода центробежного насоса. Научно-практический журнал «Насосы и оборудование». 2016. № 4(99) – 5(100). С. 64-67.

*Здобувачем досліджено вплив геометрії вихідної кромки лопаті на амплітуду пульсацій тиску рідини на виході з насоса типу Д.*

4. Moskalenko V., Sotnyk M., Boiko V., Chernobrova A. Recirculation power in the balance of hydraulic losses of centrifugal pump. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2020. № 5. P. 82-88. doi: 10.33271/nvngu/20205/082.

*Здобувачем визначено фізичну природу пульсацій тиску та причини збільшення їх амплітуди при експлуатації відцентрового насоса.*

5. Москаленко В.В., Сотник М.І., Сохань А.О., Сухоставець Д.І. Прогнозування вібраційного стану електронасосного агрегату. Науково-виробничий журнал «Електромеханічні і енергозберігаючі системи». 2020. №3 (51). С. 19-26.

*Здобувачем проведено дослідження взаємозв'язку між значенням віброшвидкості основних вузлів насоса та амплітудою пульсацій тиску.*

6. Moskalenko V. Improvement of Energy Efficiency of Electromechanical Systems Functioning for Buildings of Higher Education Institutions. Power supply for educational institutions: efficiency and alternatives: Collective monograph. 2020. P. 132-139.

*Здобувачем проведено класифікацію та техніко-економічний аналіз варіантів модернізації насосного агрегату.*

7. Москаленко В.В., Сотник М.І. Результаты моделирования течения жидкости в проточной части центробежного насоса. 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. 156.

*Здобувачем проаналізовано адекватність числового моделювання з використанням програмного продукту ANSYS CFX.*

8. Москаленко В.В., Сотник М.І., Сохань А.О., Сухоставець Д.І. Пульсації тиску у відцентрових насосах. Science, society, education: topical issues and development prospects. Abstracts of the 2nd International scientific and practical conference. SPC “Sci-conf.com.ua”. Kharkiv, Ukraine. 2020. P. 271-275.

*Здобувачем досліджено вплив напівспірального відводу на амплітуду пульсацій тиску на виході з робочого колеса відцентрового насоса.*

9. Москаленко В.В., Сотник М.І. Дослідження гідродинамічних процесів у відцентрових насосах з метою зниження їх віброактивності. Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. Суми: СумДУ. 2017. Ч.2. С. 48.

*Здобувачем проаналізовано проблему гідродинамічної вібрації основних вузлів відцентрового насоса.*

## АНОТАЦІЇ

**Москаленко В.В. Покращення експлуатаційних характеристик насосів типу Д шляхом зниження інтенсивності пульсацій тиску у їх проточній частині.** На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2021 р.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині насоса типу Д та визначенню величини впливу основних конструкційних і робочих параметрів відцентрового насоса спірального типу на амплітуду пульсацій тиску на виході з його робочого колеса. Метою даного дослідження є формування переліку ефективних способів зниження гідродинамічної вібрації та покращення експлуатаційних характеристик насосів типу Д.

За результатами інформаційно-аналітичного огляду літературних джерел визначено основні джерела гідродинамічної вібрації та залежність її величини від подачі насоса. Встановлено, що гідродинамічна вібрація насоса є наслідком пульсацій тиску у його проточній частині, а оцінювання інтенсивності пульсацій тиску є одним з реальних способів отримання непрямым методом інформації щодо інтенсивності гідродинамічної вібрації насоса на етапі його розробки.

Експериментальне дослідження параметрів робочого процесу насоса Д2000-100-2, як типового представника насосів типу Д і класу відцентрових насосів спірального типу, підтвердило, що інтенсивність гідродинамічної вібрації основних вузлів насоса залежить від інтенсивності пульсацій тиску у його проточній частині та дало можливість визначити коефіцієнт кореляції, що характеризує взаємозв'язок між середньоквадратичним значенням (СКЗ) віброшвидкості корпусу підшипника насоса на лопатевій частоті та СКЗ амплітуди лопатевих пульсацій тиску на виході з його спірального відводу, а також дозволило визначити граничне СКЗ амплітуди пульсацій тиску за якого спостерігається перевищення граничного СКЗ віброшвидкості корпусу підшипника насоса Д2000-100-2. На основі результатів експериментального дослідження параметрів робочого процесу ( $H$ ,  $N$ ,  $\eta$  та  $\Delta P$ ) насоса Д2000-100-2 підтверджено адекватність розрахункової сітки проточної частини насоса та числового моделювання нестационарної течії рідини.

Числове дослідження параметрів робочого процесу насоса типу Д підтвердило залежність амплітуди пульсацій тиску від подачі насоса, дало можливість встановити фізичну природу та вплив рециркуляції потоку на виході з робочого колеса на амплітуду лопатевих пульсацій тиску рідини, визначити вплив основних конструкційних параметрів проточної частини відцентрового насоса спірального типу та його робочих параметрів на амплітуди пульсацій тиску та інтегральні параметри робочого процесу насоса. За результатами числового дослідження сформовано перелік способів зниження інтенсивності пульсацій тиску в залежності від їх ефективності (з точки зору розширення робочого діапазону насоса) та визначено величини впливу відносної зміни конструкційних параметрів проточної частини відцентрового насоса спірального типу ( $z_1, b_1, b_2, D_3/D_2, \varphi, \psi, z_2$ ) та його робочих параметрів ( $Q, n$ ) на відносну зміну СКЗ амплітуди пульсацій тиску рідини на виході з робочого колеса.

На основі наукового узагальнення результатів числового моделювання та факторного експерименту сформовано рекомендації щодо корегування основних геометричних параметрів робочого колеса зі взаємним зсувом його лопатей на  $1/2$  кроку один відносно одного з метою покращення експлуатаційних характеристик насосів типу Д при якісному та енергоефективному водопостачанні в діапазоні подач  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$ .

Оцінку доцільності проведення модернізації існуючого насоса шляхом заміни його робочого колеса запропоновано проводити з урахуванням реальних робочих режимів насосного агрегату за подачею та на основі показника питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини. На основі запропонованої методики, в залежності від подачі насосів типу Д ( $Q$ ) та капітальних витрат на його модернізацію ( $C_{mod}$ ), встановлено нижню межу значень різниці показника питомих витрат електроенергії ( $\Delta\rho_{1,2}, \text{кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ ) за якої термін окупності заходу з модернізації робочого колеса не перевищуватиме середнього терміну його експлуатації (для робочих коліс насосів типу Д -  $t=5-8$  років).

**Ключові слова:** відцентровий насос, гідродинамічна вібрація, числове моделювання, фізичний експеримент.

**Moskalenko V.V. Improving the operational characteristics of type D pumps by reducing the intensity of pressure pulsations in their flowing part. - Manuscripts.**

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.05.17 - «Hydraulic machines and hydropneumatic units». - National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted for researching the intensity of pressure pulsations in the flowing part of the pump type D and determination the influence of the main constructional and operating parameters of spiral type centrifugal pump on the amplitude of pressure pulsations in the outlet of impeller with aim to form the list of effective ways of reducing hydrodynamic vibration at the source of beginning and improving the operational characteristics of type D pumps.

Based on the results of the information-analytical review of the literature sources, was determine the main sources of hydrodynamic vibration and the dependence of its value on the pump supply. It is established that the hydrodynamic vibration of the pump is

a consequence of pressure pulsations in its flowing part, and estimating the intensity of pressure pulsations is one of the real ways to obtain by an indirect method the information about the intensity of hydrodynamic vibration of the pump at the development stage.

Experimental research of the operating parameters of the pump D2000-100-2, as a typical representative of pumps type D and the class of spiral type centrifugal pumps, confirmed that the intensity of hydrodynamic vibration of the main units of pump depends on the intensity of pressure pulsations in its flowing part and allowed to determine the correlation coefficient that characterizing the relationship between the root mean square value (RMS) of the vibration velocity of the pump bearing shell at the blade frequency and the RMS value of the pressure pulsations amplitude at the blade frequency at the outlet of volute, and also allowed to determine the limiting RMS value of pressure pulsations amplitude at which the RMS value of the vibration velocity of the pump D2000-100-2 bearing shell is overrun. Based on the results of the experimental study of the operating process parameters ( $H$ ,  $N$ ,  $\eta$  and  $\Delta P$ ) of the pump D2000-100-2, were confirmed the adequacy of the calculated grid of the flowing part of the pump and numerical simulation of non-stationary fluid flowing.

Numerical research of the parameters of the operational process of the pump type D confirmed the dependence of the amplitude of pressure pulsations on the pump supply, made it possible to establish the physical nature and the influence of recirculation of flow at the outlet of impeller on the pressure pulsation amplitude at the blade frequency and to determine the influence of the main constructional parameters of the flowing part of spiral type centrifugal pump and its operating parameters on the pressure pulsations amplitude and the integral parameters of the pump operational process. According to the results of the numerical study, a list of ways to reduce the intensity of pressure ripples depending on their efficiency (in terms of expanding the operating range of the pump) and determined the magnitude of the impact of relative changes in the constructional parameters of the spiral type centrifugal pump ( $z_1$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $D_3/D_2$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $z_2$ ) and its operating parameters ( $Q$ ,  $n$ ) on the relative change of the RMS value of pressure pulsations amplitude at the outlet of impeller.

Based on the scientific generalization of numerical modeling results and factorial experiment, were formed recommendations for adjusting the basic geometric parameters of the impeller with mutual displacement of its blades by 1/2 step relative to each other to improve the operational characteristics of type D pumps with quality and energy efficient water supply in the supply range  $0,3Q_{opt} \dots Q_{opt}$ .

It is proposed to assess the feasibility of modernizing an existing pump by replacing its impeller, taking into account the actual operating modes of the pump unit on the supply and on the basis of the specific electricity consumption for pumping a unit volume of liquid. Based on the proposed method, depending on the supply of pumps type D ( $Q$ ) and capital costs for its modernization ( $C_{mod}$ ), the lower limit of the difference between the specific consumption of electricity ( $\Delta\rho_{1,2}$ ,  $kW \cdot h/m^3$ ) for which the payback period the measure of modernization of the impeller will not exceed the average service life (for impellers of pumps type D -  $t = 5-8$  years).

**Keywords:** centrifugal pump, hydrodynamic vibration, numerical research, physical experiment.



Відповідальний за випуск  
Вчений секретар НТУ «ХП»  
д.т.н., проф. Заковоротний О.Ю.

Підписано до друку 30.12.2020 р. Формат 60x84/16.

Папір офсетн. Друк – різнографічний. Умовн. друк. арк. 0,9

Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Замовлення №