НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН І СИСТЕМ
ІМ. А.М. ПІДГОРНОГО

ХОРЄВ ОЛЕГ МИКОЛАЙОВИЧ



УДК 621.224

НАУКОВІ ОСНОВИ ПОКРАЩЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОМАШИН ДЛЯ ГІДРО- ТА ГІДРОАКУМУЛЮЮЧИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

05.05.16 – турбомашини та турбоустановки

РЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2026

Дисертацією є рукопис.
Роботу виконано у відділі термогазодинаміки енергетичних машин Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор,
академік Національної академії наук України
Русанов Андрій Вікторович,
Інститут енергетичних машин і систем
ім. А.М. Підгорного НАН України, директор

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професорка
Черноусенко Ольга Юріївна
Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», в.о. директора

доктор технічних наук, професор
Васько Петро Федосійович
Інститут відновлюваної енергетики НАН України, завідувач відділу гідроенергетики

доктор технічних наук, старший дослідник
Шевченко Сергій Станіславович
Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАН України, провідний науковий співробітник відділу моделювання енергетичних процесів і систем

Захист відбудеться « 19 » листопада 2026 р. о 14:00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, Харків, вул. Комунальників, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, Харків, вул. Комунальників, 2/10 та на сайті інституту.

Реферат розісланий « 8 » жовтня 2026 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
доктор технічних наук,
старший дослідник Вікторія ТАРАСОВА

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Гідроенергетика – галузь відновлюваної енергетики, що заснована на перетворенні кінетичної та потенціальної енергії потоку води в електричну. Гідроенергетика забезпечує близько 20 % світового видобутку електроенергії.

На початок 2022 року в енергетичному комплексі України ГЕС і ГАЕС посідали третє місце після теплових та атомних станцій. Їх сумарна встановлена потужність становила близько 12,3 % загальної потужності Об'єднаної енергетичної системи, а середньорічний видобуток електроенергії гідроелектростанціями дорівнював 10,8 млрд кВт год.

Гідроенергетика України є невід'ємною частиною енергетичного комплексу країни. Турбомашини ГЕС і ГАЕС мобільно покривають пікову частину загального графіка навантаження і являють собою аварійний і частотний резерв енергосистеми. Робота агрегатів у режимі синхронного компенсатора забезпечує як вироблення, так і споживання реактивної потужності.

Енергетичні показники сучасних турбін і насос-турбін є високими. Щоб підвищити їх ефективність необхідно застосовувати нові наукоємні підходи до проєктування і дослідження робочих процесів в моделях проточних частин, в першу чергу в робочому колесі.

Незважаючи на знання значної кількості гідродинамічних закономірностей, отриманих при проєктуванні та дослідженні турбін для ГЕС і ГАЕС, кожна нова проточна частина має свої індивідуальні відмінності, які можуть істотно впливають на її характеристики. На сьогоднішній день основним методом вивчення, проєктування та доведення турбін для ГЕС і ГАЕС є фізичний експеримент на спеціалізованих гідродинамічних стендах. Починаючи з 70–80-х років минулого сторіччя суттєво збільшилася питома частка чисельного експерименту. Підвищення значення чисельного експерименту сталося завдяки розробці і удосконаленню математичних моделей течії в’язкої стисливої і нестисливої рідини, гідродинамічних методів проєктування турбін, а також обчислювальних методів, алгоритмів і програм. Його основними перевагами порівняно з експериментом на стендах є істотно менші фінансові, трудові та часові витрати, а також більш висока інформативність результатів.

При проєктуванні нових турбін і модернізації існуючих сьогодні крім вимог підняття рівня максимального і середньозваженого коефіцієнту корисної дії, а також потужності, практично завжди постає питання розширення діапазону надійної експлуатації агрегатів в зону часткових навантажень. При роботі в таких умовах за робочим колесом утворюються вихрові джгути, які можуть стати причиною виникнення пульсацій тиску у відсмоктувальній трубі, що в свою чергу призводить до вібрацій всього агрегату і зниження ефективності роботи.

Серед українських вчених і дослідників робочого процесу в моделях турбін для ГЕС і ГАЕС треба відмітити Г. Проскуру, Д. Алексапольського, І. Веремеєнка, А. Русанова, В. Барліта, О. Потетенка, В. Дєдкова, П. Васька, П. Сухореброго, В. Количева; серед закордонних H. Brekke, Ya. Steller, M. Sallaberger, H. Wu, H. Nilsson, R. Schilling, P. Jonsson та багато інших.

Таким чином, створення і розвиток наукових основ покращення енергетичних і пульсаційних характеристик турбін для ГЕС і ГАЕС є актуальною науковою і прикладною проблемою.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано у відділі термогазодинаміки енергетичних машин Інституту енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України (ІЕМС) у рамках держбюджетних тем НАН України: «Розробка та удосконалення методів математичного та фізичного моделювання просторових в'язких турбулентних течій рідини та газу в елементах проточних частин парових, газових та гідравлічних машин» (№ ДР 0109U001425), «Удосконалення робочих процесів в проточних частинах енергетичних машин на основі методів математичного і фізичного моделювання просторових в'язких течій рідини і газу» (№ ДР 0114U001440), «Моделювання та дослідження фізичних процесів в елементах енергетичних машин з метою підвищення їх ефективності та надійності» (№ ДР 0119U000655), «Підвищення ефективності робочих процесів та надійності елементів енергетичних машин й технологічного обладнання з використанням методів математичного і фізичного моделювання» (№ ДР 0124U000172); науково-дослідних робіт «Підвищення ефективності та збільшення потужності осьових поворотно-лопатевих гідротурбін ПЛ20, призначених для модернізації ГЕС Дніпровського каскаду» (№ ДР 0116U005054), «Чисельне дослідження течії рідини в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни по проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія)» (№ ДР 0118U003633), «Розроблення гідродинамічних та конструктивних заходів, спрямованих на підвищення надійності та подовження ресурсу гідроагрегатів ГАЕС, що працюють у режимах часткового навантаження» (№ ДР 0121U110587), в яких здобувач був відповідальним виконавцем і виконавцем окремих етапів.

Мета і завдання дослідження. *Метою дисертаційної роботи* є створення науково обґрунтованих основ покращення енергетичних характеристик і розширення діапазону роботи турбомашин для ГЕС і ГАЕС в зону часткових навантажень за допомогою сучасних методів проєктування і дослідження робочого процесу в проточних частинах.

Для досягнення зазначеної мети поставлено і розв’язано такі *основні завдання*:

– на основі аналізу сучасних літературних джерел встановити найбільш перспективні напрямки удосконалювання турбомашин різного типу для ГЕС і ГАЕС і методи дослідження робочого процесу у проточних частинах;

– на основі чисельних досліджень робочого процесу в проточних частинах турбін Каплана і Френсіса обґрунтувати можливість часткової заміни фізичного моделювання течії на гідродинамічному стенді на математичне;

– в чисельний і експериментальний спосіб науково обґрунтувати перспективність застосування радіально-осьових робочих коліс підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми в насос-турбінах на напори 80–125 м для підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації;

– розробити та удосконалити методи просторового профілювання лопатей

робочих коліс за допомогою простих і складних, втулкових і периферійних, осьових і колових навалів для осьових турбін і колових для радіально-осьових;

– шляхом чисельного моделювання робочого процесу встановити закономірності впливу просторового профілювання за допомогою різних типів навалів лопатей осьового робочого колеса турбіни Каплана на структуру течії та енергетичні характеристики, на основі яких спроєктувати високоефективне колесо для модернізації ГЕС Дніпровського каскаду;

– за допомогою комплексних чисельних і експериментальних досліджень течії рідини в моделях насос-турбін встановити закономірності впливу колових навалів лопатей радіально-осьових робочих коліс на структуру потоку, енергетичні і пульсаційні характеристики проточних частин;

– на основі експериментальних досліджень течії в моделях радіально-осьових насос-турбін дослідити закономірності впливу встановлених у відсмоктувальну трубу вирівнювальних ребер та їх довжини на вид амплітудно-частотних спектрів і рівень пульсацій тиску;

– на основі встановлених закономірностей впливу геометричних параметрів робочого колеса насос-турбіни на енергетичні характеристики спроєктувати і дослідити нове високоефективне робоче колесо для впровадження його на 5-7 агрегатах Дністровської ГАЕС;

– розробити методику проєктування і дослідження робочих коліс радіально-осьових насос-турбін з додатковими вкороченими лопатями (сплітерами);

– на основі чисельних і експериментальних досліджень встановити закономірності впливу геометричних параметрів сплітерних лопатей робочих коліс насос-турбін на структуру потоку і енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах.

Об’єкт дослідження – гідродинамічні процеси в проточних частинах турбомашин різного типу для ГЕС і ГАЕС.

Предмет дослідження – вплив просторового профілювання лопатей робочих коліс турбомашин різного типу і конструктивних рішень в проточних частинах турбін на структуру течії, енергетичні і пульсаційні характеристики.

Методи дослідження. Використовувалися методи математичного моделювання, методи теоретичної гідрогазодинаміки, теорія подібності. Математичне моделювання гідродинамічних процесів в турбінах для ГЕС і ГАЕС проведено із застосуванням методів обчислювальної гідрогазодинаміки за допомогою програмного комплексу *IPMFlow* (розробка ІЕМС). Експериментальні дослідження проведено на енергокавітаційному стенді ЕКС-30 ІЕМС, Харків.

Наукова новизна одержаних результатів. В результаті проведених досліджень розв’язано актуальну наукову проблему підвищення ефективності проточних частин турбін різних типів та розширення діапазону їх експлуатації. У процесі вирішення визначених завдань у роботі отримано такі наукові результати:

– вперше для турбомашин ГЕС і ГАЕС запропоновано універсальний метод просторового профілювання лопатей осьових і радіально-осьових робочих коліс, який базується на застосуванні навалів у коловому і осьовому напрямках. Це дозволило формалізувати єдиний підхід до гідродинамічного вдосконалення

проточних частин та забезпечити підвищення енергетичних характеристик у широкому діапазоні робочих режимів;

– **вперше** встановлено закономірності впливу величин колових і осьових навалів лопатей робочих коліс осьових поворотно-лопатевих турбін на структуру потоку, кінематичні і енергетичні показники у відсмоктувальній трубі; це дозволяє забезпечити взаємне узгодження структури потоку в елементах проточної частини та підвищити енергетичну ефективність турбіни як при проєктуванні нових, так і під час модернізації існуючих об'єктів;

– вперше встановлено науково обґрунтовані закономірності взаємозв’язку між величинами колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності і структурою просторового потоку та енергетичними показниками в турбінному і насосному режимах. Отримані результати чисельного моделювання та експериментальних досліджень дозволили визначити напрямки гідродинамічного вдосконалення робочих коліс, що забезпечують розширення діапазону експлуатації та підвищення ефективності турбомашин (зокрема, на прикладі насос-турбіни Дністровської ГАЕС);

– вперше експериментально встановлено закономірності впливу просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс насос-турбін на пульсаційні характеристики і амплітудно-частотні спектри тиску у відсмоктувальній трубі, що дозволило знизити амплітуди тиску до рівня нижче 8 % та забезпечити стабільну роботу насос-турбіни в зоні часткових навантажень;

– **вперше** експериментально встановлено характер змін амплітудно-частотних спектрів і амплітуд пульсацій тиску у відсмоктувальній трубі насос-турбін середньої швидкохідності при встановленні у дифузор стабілізуючих вирівнювальних ребер; це дозволило забезпечити цілеспрямоване обмеження впливу вихрового джгута на режимах часткового навантаження та знизити значення амплітуд пульсацій тиску на таких режимах до 50 % (залежно від витрати);

– вперше на основі комплексних чисельних та експериментальних досліджень встановлено закономірності впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності на структуру потоку та енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах. Виявлені залежності дозволили обґрунтувати вибір найбільш раціональних геометричних параметрів сплітерів для мінімізації гідродинамічних втрат та розширення діапазону ефективної роботи в зону часткових навантажень.

– набув подальшого розвитку метод проєктування робочих коліс радіально-осьових турбомашин шляхом додавання встановлених зв'язків між просторовою формою лопатевих систем та енергетичними характеристиками. На відміну від існуючих, метод базується на додатковому врахуванні геометричних параметрів: величин навалів, кількості лопатей, конфігурації вхідних і вихідних кромок, що дозволяє ще на стадії розроблення цілеспрямовано покращувати характеристики турбомашин у розширеному діапазоні експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів для підприємств галузі енергетичного машинобудування:

– доведено можливість часткової заміни дорогих експериментальних досліджень моделей турбін на гідродинамічних стендах на чисельні з урахуванням особливостей течії у всіх елементах проточних частин, що дозволяє суттєво знизити терміни і вартість проєктувальних робіт;

– доведено переваги застосування робочих коліс насос-турбін підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми, розроблено високоефективну проточну частину для ГАЕС з напорами 80–125 м;

– запропоновано універсальний метод просторового профілювання лопатей осьових і радіально-осьових робочих коліс, заснований на застосуванні різних видів навалів, що дозволяє підвищити якість проєктування та ефективність проточних частин турбін;

– встановлені закономірності впливу навалів лопатей робочих коліс на пульсаційні та енергетичні характеристики в широкому діапазоні режимних параметрів є науково обґрунтованою основою подальшого удосконалювання проточних частин при проєктуванні нових і модернізації існуючих турбін для ГЕС і ГАЕС;

– отримані залежності впливу встановлення вирівнювальних ребер у дифузор відсмоктувальної труби радіально-осьової насос-турбіни на рівень пульсацій тиску є обґрунтуванням можливості розширення діапазону надійної роботи агрегатів в зону часткових навантажень;

– результати дисертаційних досліджень впроваджено в АТ «Українські енергетичні машини» при модернізації турбін Кременчуцької ГЕС і при проєктуванні гідроагрегатів № 5–7 Дністровської ГАЕС, а також в ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» при розробці проєкту ГЕС Дхаліпур (Індія).

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідались, обговорювались і одержали позитивну оцінку на таких конференціях: Міжнародна науково-технічна конференція «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2010–2020, 2023–2026 р.); Міжнародна науково-технічна конференція «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2009, 2012, 2015, 2017, 2019); «Физико-технические проблемы энергетикии пути их решения 2011» (Харків, ФТПЭПР-2011), XVI, XXI Міжнародному конгресі двигунобудівників (Рибачє, Коблево, 2011, 2016 р.); XXII Міжнародна науково-практична конференція «Фізичні і комп'ютерні технології» (м. Харків, 2016 р.), «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Одеса, 2020), Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering-Synergetic Engineering (Kharkiv, 2020); International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (Kharkiv, CAMPE-2021, 2023, 2025); IEEE KhPI Week on Advanced Technology, Kharkiv, 3–7 October, 2022.

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи відображено у 36 публікаціях, а саме: двох монографіях [1–2], 26 статтях у фахових наукових виданнях [3–28] (в тому числі 3 у міжнародних наукометричних базах Scopus), 6 у доповідях та тезах доповідей в збірниках матеріалів конференцій [29, 30, 31, 32,

34, 35], з них 5 внесено до наукометричної бази Scopus [30, 31, 32, 34, 35], 1 статті у фаховому журналі [33], патент на корисну модель [36].

Особистий внесок здобувача. Опубліковані матеріали повністю відображають зміст теоретичних і експериментальних досліджень, представлених у дисертаційній роботі.

Всі основні наукові результати дисертаційної роботи отримані безпосередньо здобувачем. Статті [10, 11] написано без співавторів. У написаних у співавторстві роботах дисертанту належать такі результати: проведено чисельне дослідження течії нестисливої в'язкої рідини в елементах проточної частини номенклатурної осьової турбіни ПЛ20/811, аналіз залежності структури потоку і енергетичних показників від режимних параметрів в області напрямного апарату і робочого колеса [1, 3, 6, 8], спіральної камери [5], відсмоктувальної труби [7, 8]; розробив конструкцію малої турбіни на низькі напори і дослідив її енергетичні характеристики в чисельний і експериментальний спосіб [4]; виконав аеродинамічне удосконалення 3–12 ступенів циліндру високого тиску [9]; постановка задачі, попередні розрахунки [18] і проведення чисельних досліджень течії нестисливої в'язкої рідини в моделі турбіни Кременчуцької ГЕС в широкому діапазоні експлуатації, висновки [2, 12, 15, 21]; постановка задачі, адаптація методів просторового профілювання лопатей за допомогою простих [13] і складних колових [2, 14], осьових [2, 19] та комбінованих [2, 20, 33] навалів лопатей осьових робочих коліс турбін, аналіз їх впливу на структуру потоку та енергетичні характеристики проточної частини з урахуванням відсмоктувальної труби [16, 17]; спроєктував серію робочих коліс радіально-осьової насос-турбіни на напори до 125 м (Канівська ГАЕС), чисельно [22, 23] і експериментально [32] дослідив особливості робочого процесу в проточних частинах; виконав чисельне дослідження течії в проточній частині турбіни РО45 [24]; в чисельний та експериментальний спосіб встановив залежності структури потоку і енергетичних характеристик моделей насос-турбін від геометричних параметрів сплітерних лопатей в турбінному [31, 29] і насосному [30] режимах; постановка задачі, запропонував метод просторового профілювання лопатей робочих коліс радіально-осьового типу за допомогою колових навалів, в чисельний [25] і експериментальний [26] спосіб отримав залежності структури потоку, енергетичних і пульсаційних [27] характеристик моделі насос-турбіни на напори до 200 м від значень навалів; проєктування серії робочих коліс насос-турбіни та дослідження впливу їх геометрихних параметрів на енергетичні характеристики [28, 36]; дослідив вплив встановлення у відсмоктувальну трубу моделі насос-турбіни вирівнювальних ребер на рівень пульсацій тиску у проточній частині [34, 35].

Формулювання проблем і задач досліджень здійснювалося разом з науковим консультантом.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 337 сторінок, 184 рисунки за текстом; 6 рисунків на 6 окремих сторінках; 18 таблиць за текстом; 2 таблиці на 2 окремих сторінках; 251 найменування використаних джерел на 27 сторінках; 3 додатки на

10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дослідження, показано зв'язок роботи з науковими програмами і темами, сформульовано мету роботи, основні завдання досліджень і методи їх вирішення. Надано опис об'єкту і предмету досліджень, викладено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, наведено відомості щодо апробації результатів роботи і публікацій.

У першому розділі роботи розглянуто сучасний стан рішення проблем вдосконалення проточних частин (ПЧ) турбомашин для ГЕС і ГАЕС в Україні та світі.

Розглянуто напрями повоєнного розвитку гідроенергетики України. Показано, що пріоритетними шляхами є модернізація існуючого застарілого обладнання ГЕС Дніпровського і Дністровського каскадів; розвиток малої енергетики; добудова Дністровської, Канівської, Ташликської і будівництво перспективних ГАЕС.

Показано, що сьогодні при проєктуванні турбін для ГЕС і ГАЕС висувають вимоги не тільки підвищення ККД, але й розширення діапазону роботи в зону часткових навантажень. Однією з головних причин заборони роботи на режимах часткового навантаження є утворення вихрового джгута у дифузорі відсмоктувальній трубі (ВТ), прецесія якого може призвести до появи вібрацій всього агрегату.

Розв’язання задач підвищення ефективності турбін і розширення діапазону їх роботи є надскладною проблемою. Не існує єдиного методу для її вирішення. Існує кілька основних напрямів для вирішення цієї проблеми як в розрахунковий, так і експериментальний спосіб, серед яких можна виділити такі: а) гідродинамічне удосконалювання турбін шляхом застосування просторового профілювання елементів ПЧ, в першу чергу лопатей робочих коліс (РК); б) розроблення нових схем і конструкцій елементів ПЧ, застосування радіально-осьових РК з вкороченими проміжними лопатями – сплітерами, застосування вирівнювальних ребер у дифузорі ВТ; в) застосування асинхронізованого гідрогенератора та генератора-двигуна з регульованою частотою обертання; г) впуск повітря і води під РК та ін. Наведено приклади застосування цих напрямів як у світі, так і вітчизняними спеціалістами. Зроблено висновок, що для досягнення максимально можливих результатів для кожної конкретної станції, виходячи з умов на її проєктування, раціонально застосовувати одночасно декілька з наведених вище шляхів.

Проведено огляд сучасних робіт науковців і дослідників зарубіжжя та України з чисельного і експериментального дослідження робочого процесу в моделях турбін різного типу з метою підвищення ефективності ПЧ.

На основі проведеного аналізу літературних джерел сформульовано мету й завдання досліджень, які вирішено в дисертаційній роботі.

У другому розділі розглянуто застосовані в дисертаційній роботі методи математичного і фізичного моделювання робочого процесу в ПЧ турбомашин для ГЕС і ГАЕС.

Моделювання течії нестисливої в'язкої рідини в моделях турбін виконано на основі чисельного інтегрування осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Рівняння у векторній формі в декартовій системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю Ω навколо осі x, мають такий вигляд

$$\frac{\partial}{\partial t}Q+\frac{\partial}{\partial x}\left(E_i+E_\nu\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(F_i+F_\nu\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(G_i+G_\nu\right)=H,\ \text{де}\ Q=\left(P/\beta,u,v,w,k,\omega\right)^T;$$

$$P=\frac{p}{\rho_*};\ H=\left(0,g,y\Omega^2+2w\Omega,z\Omega^2-2v\Omega,H_k,H_\omega\right)^T;\ H_k=\left(\widetilde{P}_k-\varepsilon\right)f_6;$$

$$H_\omega=\left[\frac{\gamma}{\nu_t}P_k-\beta\omega^2f_4+\left(1-f_1\right)\frac{2}{\omega\sigma_{\omega2}}C_D\right]f_7;\ E_i=\left(u,u^2+P,uv,uw,uk,u\omega\right)^T;$$

$$F_i=\left(v,vu,v^2+P,vw,vk,v\omega\right)^T;\ G_i=\left(w,wu,wv,w^2+P,vw,wk,w\omega\right)^T;$$

$$E_\nu=\left(0,-\tau_{xx},-\tau_{xy},-\tau_{xz},-\chi_{kx},-\chi_{\omega x}\right)^T;\ F_\nu=\left(0,-\tau_{xy},-\tau_{yy},-\tau_{yz},-\chi_{ky},-\chi_{\omega y}\right)^T;$$

$$G_\nu=\left(0,-\tau_{zx},-\tau_{zy},-\tau_{zz},-\chi_{kz},-\chi_{\omega z}\right)^T;\ G_v=\left(0,-\tau_{zx},-\tau_{zy},-\tau_{zz},-\chi_{kz},-\chi_{\omega z}\right)^T;$$

x, y, z, t – координати в декартовій системі і час; Q – вектор консервативних змінних;

E_i, F_i, G_i – вектори потоків (нев'язка частина); E_ν, F_ν, G_ν – вектори потоків (в'язка частина); p, P, u, v, w – статичний і кінематичний тиск, компоненти вектору швидкості; k, ω – кінетична енергія турбулентності, питома швидкість дисипації; ρ_* – щільність рідини.

Коефіцієнт штучної стисливості рідини β для забезпечення високої швидкості збіжності рекомендується обирати з таких співвідношень

$\beta=\max(0.3,r(u^2+v^2+w^2)),r=1...5$, або $\beta=\delta_1a_*^2+\delta_0,\delta_1=1...5,0<\delta_0<<1$.

Моделювання турбулентних ефектів виконувалось за допомогою диференціальної двопараметричної моделі Ментера (*SST*).

Чисельне інтегрування рівнянь виконано за допомогою неявної квазимонотонної схеми Годунова другого порядку апроксимації за простором і часом.

Математичні моделі, алгоритми і чисельні методи розрахунків течії нестисливої в'язкої рідини реалізовано в програмному комплексі *IPMFlow* (розробка ІЕМС), за допомогою якого в роботі проведено всі основні чисельні дослідження робочого процесу в моделях турбомашин.

Для апробації чисельної схеми було розглянуто ряд тестових задач:

– з використанням системи рівнянь Ейлера (течія нестисливої нев'язкої рідини) виконано чисельне моделювання стаціонарної течії навколо профілю NASA0012;

– за допомогою розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса виконано моделювання ламінарної течії в'язкої рідини вздовж плоскої пластини, проведено порівняння розрахованого профілю повздовжньої компоненти швидкості у примежовому шарі з теоретичним профілем швидкості по Л. Хоуарту;

– розглянуто задачу обтікання профілю SIBNIA S-16 з різними кутами атаки, результатом якої є розподіл коефіцієнта тиску на поверхні профілю.

Порівняння всіх отриманих даних з результатами відповідних експериментів демонструють задовільну якісну і кількісну відповідність.

Для апробації методів було також проведено чисельне дослідження течії нестисливої в'язкої рідини в моделях осьової турбіни ПЛ20/811 і радіально-осьової РО45. Для дослідження сіткової незалежності було проведено розрахунки течії при різній кількості комірок. Визначено їх раціональне значення для кожного елемента ПЧ. У характерних перерізах всіх елементів ПЧ в широкому діапазоні режимів отримано структуру течії, розподіл тиску, компонент швидкості, епюри тиску і швидкості та ін. Отримано гідравлічні втрати у всіх елементах ПЧ, проведено порівняння з результатами відомих експериментів на стендах (рис. 1, 2). Встановлено, що отримані за допомогою програми *IPMFlow* кінематичні і енергетичні показники ПЧ задовільно як якісно, так і кількісно відповідають даним фізичного моделювання течії. Зроблено висновок щодо можливості і доцільності використання запропонованих чисельних методів і програм для дослідження робочого процесу з метою визначення резервів для підвищення ефективності турбін різного виду, а також обґрунтованої заміни коштовних експериментальних випробувань на чисельні.

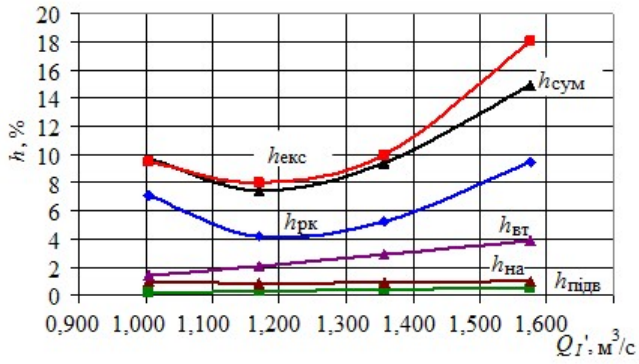


Рис. 1. Залежність гідравлічних витрат від витрати в моделі турбіни Каплана ПЛ20/811

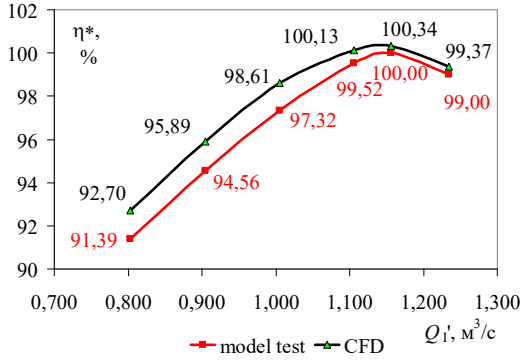
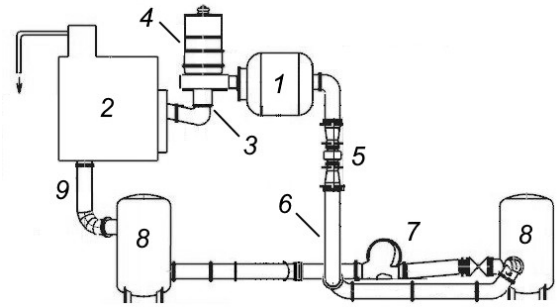


Рис. 2. Порівняння експериментальної і чисельної залежності відносного ККД від витрати в турбіні Френсіса РО45

Фізичне моделювання робочих процесів в насос-турбінах проведено на гідродинамічному стенді ЕКС-30 лабораторії гідромашин ІЕМС. Стенд не має аналогів в Україні, в 2008 р. йому присвоєно статус національного надбання. На рис. 3 наведено спрощену схему стенду. Стенд оснащений сучасним обладнанням і комплексом вимірювальної апаратури, показники якої відповідають вимогам міжнародного коду МЕК 60193 в першу чергу за похибкою визначення ККД ±0,25 %. Основні параметри дослідного обладнання стенду ЕКС-30: діаметр моделей РК до 500 мм; напір до 25 м в турбінному, до 30 м в насосному режимах; витрата в турбінному режимі до 0,300 м^3/с, подача в насосному – до 0,500 м^3/с; потужність балансирного мотор-генератора 200 кВт. Числа Рейнольдса при дослідженнях знаходилися у діапазоні від $2{,}0\cdot10^6$ до $3{,}0\cdot10^6$.



1 – бак верхнього б'єфу; 2 – бак нижнього б'єфу; 3 – модельний блок; 4 – балансирна машина; 5 – електромагнітний витратомір (основний) та витратомір типу Вентурі (дублюючий); 6 – напірний трубопровід; 7 – циркуляційний насос; 8 – ресорбер; 9 – зливний трубопровід.
Рис. 3. Спрощена схема енергокавітаційного стенду ЕКС-30

Замір і обробка параметрів для кожної досліджуваної режимної точки виконується автоматизовано за допомогою вимірювально-обчислювального комплексу. Замір всіх показників (напір, частота обертання, витрата, крутний момент) кожної режимної точки проводиться на протязі 10 с, щосекунди до комплексу надходить 100 сигналів/даних вимірювальних величин, після чого значення осереднюються.

В **третьому розділі** дисертації наведено результати робіт, присвячених вирішенню питань удосконалення ПЧ осьових турбін шляхом просторового профілювання лопатей РК і чисельного моделювання робочого процесу в них. В якості об’єкту досліджень вибрано сучасну турбіну ПЛ20/3271у, що встановлена на Кременчуцькій ГЕС. На першому етапі за допомогою програми *IPMFlow* детально вивчено структуру потоку і визначено енергетичні показники усіх елементів ПЧ при оптимальному і максимальному кутах встановлення лопатей РК в широкому діапазоні відкриттів напрямного апарату (НА). Була застосована розрахункова сітка із шестигранними елементами із загальною кількістю комірок 5,480 млн: спіральна камера (СК) з колонами статора − 2,84 млн (неструктурована сітка), по одному каналу НА і РК – 518 тис. та 622 тис. відповідно (структурована сітка), ВТ − 1500 тис. (неструктурована сітка). Поблизу стінок виконано згущення сіток, параметр y^+ в усіх чисельних дослідженнях дисертаційної роботи не перевищував значення 12. На всіх досліджених режимах визначено і проаналізовано структуру потоку: поля тиску і швидкостей в характерних перерізах всіх елементів ПЧ, розподіл компонент швидкості на вході й виході з кожного елемента ПЧ, побудовано епюри швидкостей і тиску на лопатях РК. Виявлено особливості структури потоку у СК, що розвинена вниз, особливості обтікання колон статора, що розташовані в спіральній частині і відкритій частинах. Досліджено вплив колової нерівномірності кутів натікання на лопатки НА. Визначено розподіл кутів атаки потоку уздовж вхідної кромки РК на всіх режимах. Потік у ВТ істотно нерівномірний, наявні зони з протитечіями. Визначено гідравлічні втрати . В усіх елементах ПЧ, розраховано локальні коефіцієнти кавітації $\sigma_л$. Сумарні гідравлічні втрати $h_{сум}$ у ПЧ дорівнювали сумі гідравлічних втрат у підводі (СК і статор $h_{сп+ст}$), НА $h_{на}$, РК $h_{рк}$ та ВТ $h_{вт}$. Додатково було визначено кінцеві втрати $h_{кц}$, причиною яких є перетікання рідини в зазорах між лопатями РК і камерою та корпусом з лицевої сторони на тильну. Порівняння результатів чисельних характеристик з експериментальними, отриманими на стенді, демонструє задовільну якісну і кількісну відповідність та підтвердило високі енергетичні якості турбіни ПЛ20/3271у (рис. 4).

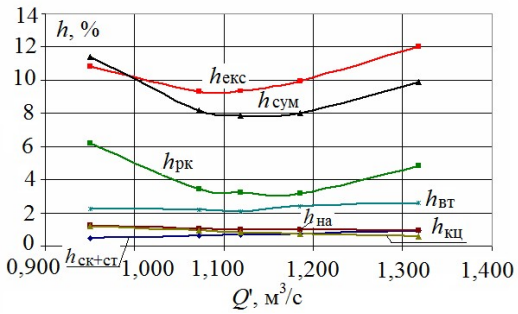
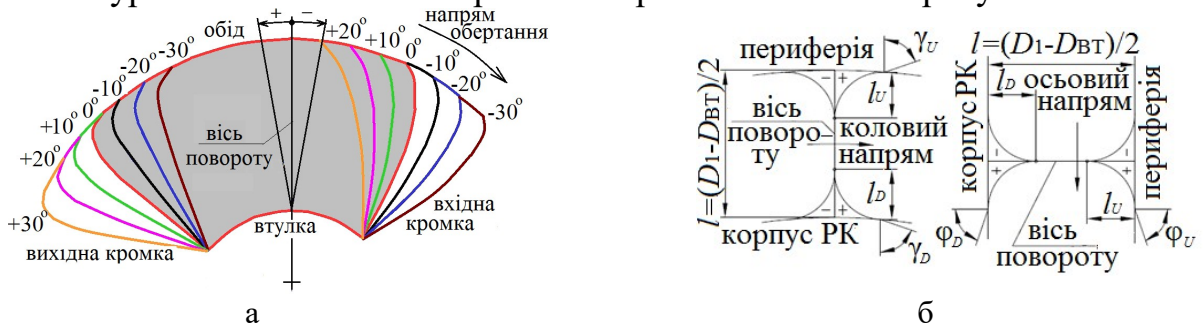


Рис. 4. Порівняння розрахункових і експериментальних гідравлічних втрат в моделі турбіни Кременчуцької ГЕС

Запропоновано удосконалений метод просторового профілювання лопатей РК осьових турбін, що базується на застосуванні навалів різних типів: простих і складних, втулкових і периферійних навалів, осьових та колових (рис. 5). Вперше такий спосіб профілювання було впроваджено в ІЕМС при дослідженнях напрямних і робочих лопаток парових турбін, в дисертації цей досвід адаптовано для осьових РК турбомашин для ГЕС. При такому підході форма профілів лопатей не змінюється, корегується тільки їх взаємне розташування в коловому або/та осьовому напрямках. Це дає змогу найкраще узгодити взаємодію лопаті з потоком, що натікає, як в області вхідних кромок, так і всередині каналу РК. Складний навал лопатей РК Каплана отримуємо шляхом опису лінії прив'язки лопаті квадратичною кривою, яка визначається кутом шаблеподібності $\gamma_{U,D}$ (коловий навал) або $\varphi_{U,D}$ (осьовий навал) і довжиною криволінійної ділянки $\bar{l}_{U,D}$ (рис. 5б). Індексом '*D*' позначено величини, що відносяться до втулки, а індексом '*U*' – до периферії. Параметри $\bar{l}_{U,D}$ визначаються за формулою $\bar{l}_{U,D} = \frac{l_{U,D}}{l/2} \cdot 100\%$. В осьових турбінах в якості лінії прив'язки прийнято вісь повороту лопаті.



а б

Рис. 5. Навали лопаті: а – простий коловий; б – складні колові і осьові

Чисельні дослідження впливу різних типів навалу лопатей на характеристики турбіни Каплана ПЛ20/3271у виконано для оптимального режиму: приведена витрата $Q_1' = 1117{,}9$ л/с, приведена частота обертання $n_1' = 152{,}9$ хв$^{-1}$. Автоматизована побудова лопатей з навалами, розрахункової сітки, проведення розрахунків течії, обробка результатів дослідження виконано за допомогою програми *IPMflow*.

Встановлено, що застосування всіх видів навалів лопатей практично не впливає на структуру потоку перед НА та за ним.

Дослідження **простого колового** навалу (рис. 5а) показали, що він найбільше впливає на обтікання вхідної ділянки лопаті, де в результаті застосування навалу значно змінюється перепад тиску: збільшується при негативному навалі і зменшується при позитивному. Показано, що застосування таких навалів мало впливає на гідравлічні втрати у РК.

Дослідження впливу **колових втулкових** навалів проведено для вихідної

лопатевої системи РК ПЛ20/3271у і РК з чотирма значеннями кута шаблеподібності γ_D: -20°; -10°; 10°; 20°. При дослідженні впливу **осьового втулкового** навалу було проведено розрахунки для вихідної лопатевої системи РК і чотирьох значень кута шаблевидної складного втулкового навалу: γ_D -10°; -5°; 5°; 10°. Результати моделювання течії показали, що застосування втулкових навалів має незначний вплив на енергетичні показники (рис. 6). Це можна пояснити тим, що при таких навалах змін зазнає тільки частина лопаті поблизу корпусу РК, де швидкості та, відповідно, гідравлічні втрати суттєво нижче, ніж на периферії.

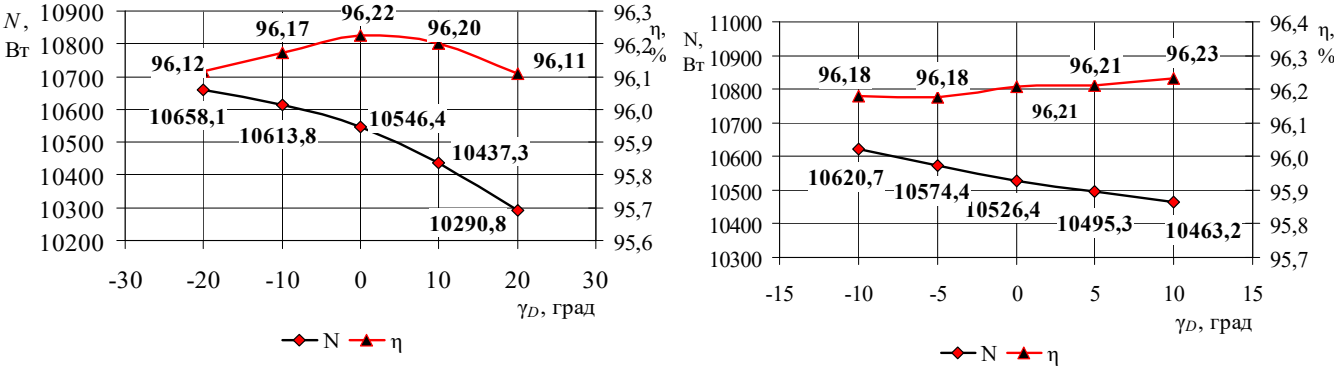


Рис. 6. Залежність потужності і ККД від величини навалів:
а – складний втулковий коловий; б – складний втулковий осьовий

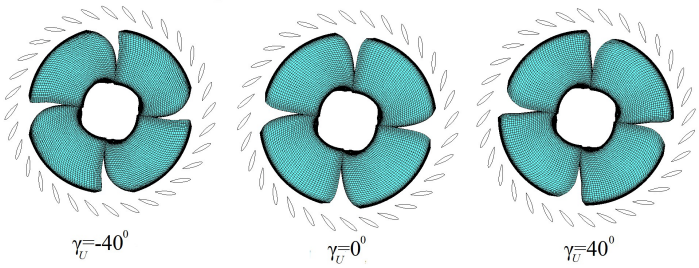


Рис. 7. Комп'ютерна модель лопатей РК для трьох видів периферійних колових навалів

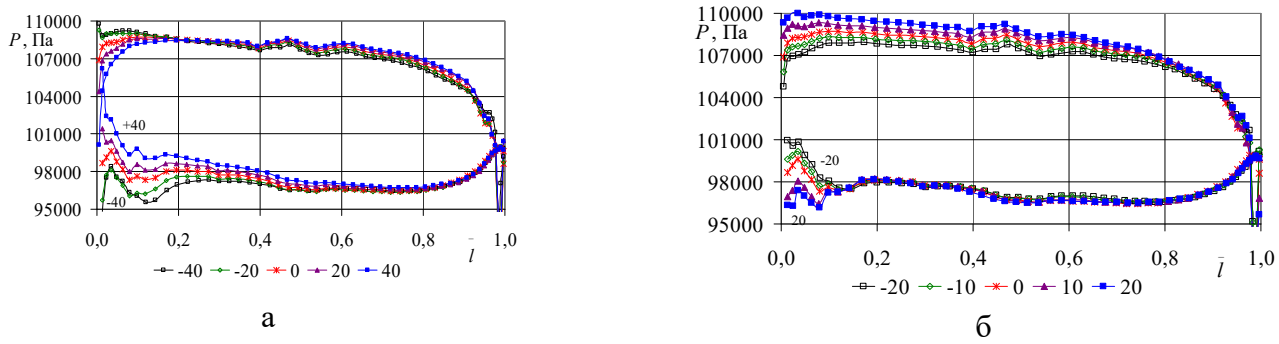
При дослідженні **периферійних колових** навалів розглядалося 5 варіантів РК, лопаті яких мали кути шаблеподібності $\gamma_U = –40°$; $–20°$; $0°$;$+20°$; $+40°$ (рис. 7). Навал з кутом $\gamma_U = \pm 40°$ відповідає зміщенню периферійного профілю відносно вихідного на 7,5° в коловому напрямку; а з кутом $\gamma_U = \pm 20°$ на 3,3°. При дослідженнях **периферійних осьових** розглядалися моделі з 5-ма варіантами лопатей РК: φ_U: $–20°$; $–10°$; $0°$; $+10°$; $+20°$. Навал з кутом $\varphi_U = \pm 20°$ відповідає зміщенню периферійного профілю відносно вихідного на 27,5 мм (для діаметра РК 1 м); а з кутом $\varphi_U = \pm 10°$ – на 13,3 мм. Позитивні колові навали призводять до зміщення периферії в бік обертання, осьові – вниз за потоком.

Встановлено, що колові навали істотно впливають на розподіл епюр тиску на в периферійній зоні в області вхідної кромки на стороні розрідження (рис. 8а). а позитивні осьові підвищують перепад тиску за рахунок його зростання на напірній стороні (рис. 8б).

Встановлено вплив колових та осьових навалів на розподіл компонент швидкості перед ВТ: позитивні осьові і негативні колові підвищують витратну швидкість V_m біля корпусу РК та знижують біля камери. При колових навалах розподіл колової складової швидкості V_u майже не змінюється, а зміщення

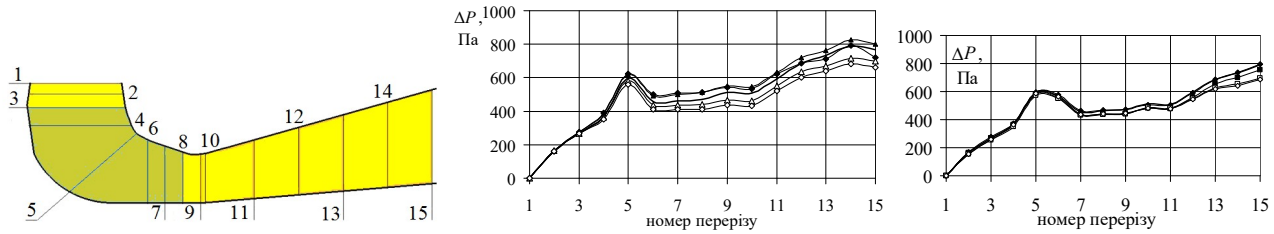
периферії лопаті вниз за потоком при осьовому навалі рівномірно знижує значення V_u від корпусу до камери.

Вперше встановлено вплив просторового профілювання лопатей РК на структуру течії у ВТ, на відновлення тиску і енергетичні показники (рис. 9). Потік в трубі дифузорний, за винятком вихідної частини коліна. Максимальний вплив навалів на відновлення тиску отримано при колових навалах у вихідному дифузорі і в коліні (рис. 9б), при осьових – вплив подібний до колових, але його ступінь менший (рис. 9в).



а б

Рис. 8. Епюри тиску P уздовж периферійних профілів лопаті РК: а – при колових навалах; б – при осьових навалах



а б в

−♦− γ_U = -40º; −▲− γ_U = -20º; — γ_U = 0º; −Δ− γ_U = +20º; −◊− − γ_U = +40º

Рис. 9. Відновлення тиску уздовж ВТ: а – перерізи ВТ; б – відновлення тиску відносно значення на вході при колових навалах; в – при осьових навалах

Аналіз структури течії при всіх значеннях колових навалів показує навіть при оптимальному режимі високу нерівномірність розподілу швидкості/витрат на виході у лівому і правому каналах: у лівому каналі рівень швидкостей суттєво вище. Встановлено залежності нерівномірності течії у вигляді відношення витрат рідини у лівій частині вихідного каналу труби до правої $Q_л/Q_п$ від колового навалу γ_U (рис. 10). Менші значення $Q_л/Q_п$, і, відповідно, менша нерівномірність розподілу швидкості у вихідних каналах спостерігається у вихідного варіанту РК (γ_U = 0º) і у РК з γ_U = -20º і складають 1,68 і 1,66 відповідно. При зміні кута шаблеподібності як в позитивний, так і негативний бік величина $Q_л/Q_п$ починає помітно зростати, що збільшує нерівномірність розподілу швидкості і призводить до підвищення гідравлічних втрат у ВТ. Ці фактори необхідно враховувати при проєктуванні і дослідженні нових ПЧ.

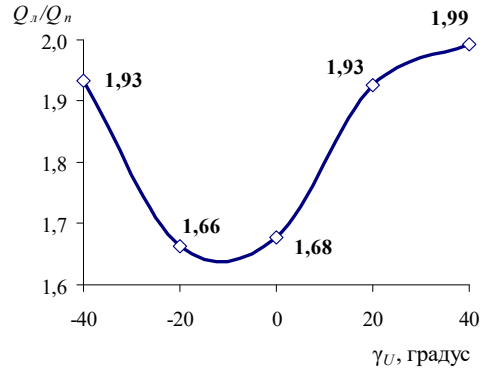


Рис. 10. Залежність відношення витрат у лівій частині вихідного каналу труби до правої $Q_л/Q_п$ від величини колового навалу

Встановлено залежності гідравлічних втрат у ВТ $h_{ВТ}$ та значень відносного ККД розрахункових областей від величин кутів шаблеподібності колових і осьових навалів (γ_U і φ_U) (рис. 11). Найнижчі втрати $h_{ВТ}$ при колових навалах отримано у вихідному варіанті РК ($\gamma_U = 0^o$) і при куті $\gamma_U = -20^o$: 1,89 % і 1,92 % відповідно. При зміні кута шаблеподібності як в позитивний, так і негативний бік, рівень втрат в ВТ починає помітно зростати, це пов'язано з перерозподілом витратної складової швидкості на вході у ВТ внаслідок застосування навалів РК. Максимальне значення відносного ККД отримано в ПЧ з РК з кутом шаблеподібності $\gamma_U = -20^o$: підвищення ККД склало 0,74 %. При осьових навалах мінімум гідравлічних втрат у ВТ (1,82 %) і максимальне підвищення ККД (0,21 %) отримано в ПЧ з РК з кутом шаблеподібності $\varphi_U = +10^o$.

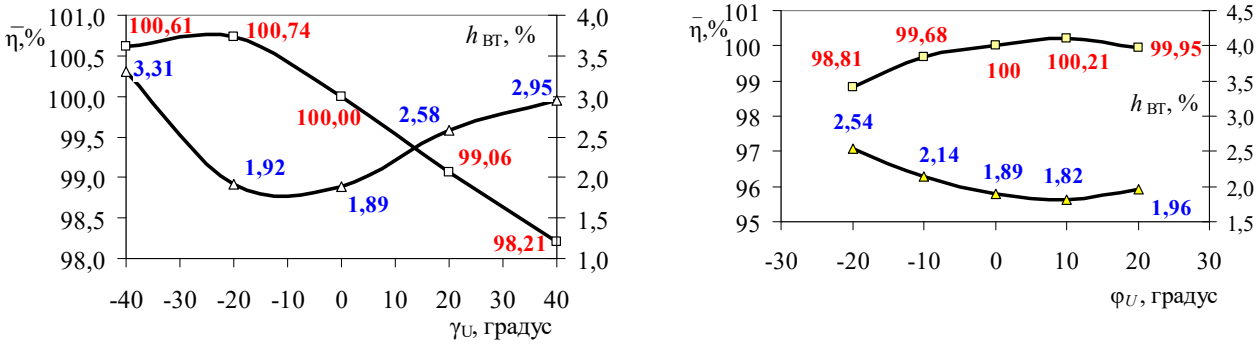


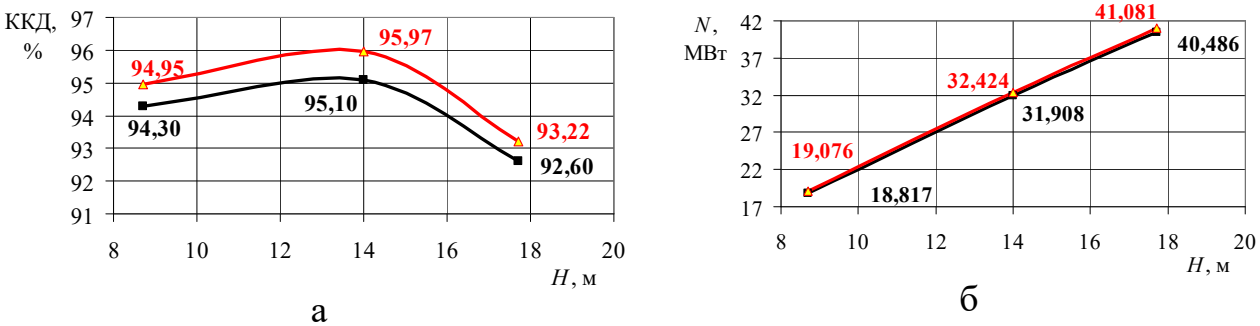
Рис. 11. Залежність гідравлічних втрат у ВТ і ККД від величини навалів:
а – коловий навал; б – осьовий навал

Таким чином, встановлено, що кращі енергетичні показники при коловому навалі отримано в моделі при куті шаблеподібності РК $\gamma_U = -20°$, а при осьовому з $\varphi_U = +10^o$. Для отримання моделі з максимальними енергетичними характеристиками спроєктовано і чисельно досліджено дев'ять осьових РК з комбінованими навалами – одночасно коловими (γ_U –30º; –20º; –10º) та осьовими (φ_U +5º; +10º; +15º), отримано їх ККД.

Залежність відносного ККД від величини впливу комбінованого навалу описано квадратичною залежністю $\bar{\eta}(\varphi,\gamma) = a_0 + a_\varphi\bar{\varphi} + a_\gamma\bar{\gamma} + a_{\varphi\varphi}\bar{\varphi}^2 + 2a_{\varphi\gamma}\bar{\varphi}\bar{\gamma} + a_{\gamma\gamma}\bar{\gamma}^2$, яка має максимум в точці $\varphi = +7{,}7°$ і $\gamma = -14{,}2°$.

Проведено проєктування нового РК5251 з таким комбінованим навалом та виконано чисельне дослідження течії в ПЧ вихідного варіанту РК3271у і модернізованого РК5251 для натурних параметрів (D_l= 8 м, синхронна частота обертання n_c=62,5 хв$^{-1}$, напори: максимальний H_{max} = 17,7 м, розрахунковий H_p = 14,0 м та мінімальний H_{min} =8,7 м) при оптимальному куті установки лопаті +15º. На рис. 12 наведено залежності енергетичних показників від напору. Показано, що модифікація лопатей РК за допомогою комбінованого навалу призвела при розрахунковому напорі до підвищення значення максимального

ККД високоефективної гідротурбіни Каплана ПЛ20/3271у, що експлуатується на Кременчуцькій ГЕС, на 0,87 %, при зростанні потужності на 0,516 МВт і помітному (до 10 %) покращенні локального кавітаційного коефіцієнту.



а б

–■– РК ПЛ20/3271у; –▲– модернізоване РК ПЛ20/5251

Рис. 12. Залежність енергетичних характеристик від напору на станції для вихідного і модернізованого РК: а – ККД; б – потужність *N*

В **четвертому розділі** дисертації наведено результати досліджень робочого процесу в ПЧ високоефективних радіально-осьових насос-турбін на напори до 200 м з метою виявлення резервів підвищення ефективності на основі аналізу структури течії. Також наведено результати досліджень можливостей підвищення ефективності та розширення діапазону роботи насос-турбін на напори 80–125 м за рахунок використання більш швидкохідних РК зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми.

На першому етапі з метою обґрунтування можливості застосування запропонованих методів досліджень, в тому числі програмного комплексу *IPMFlow*, враховуючи особливості розрахунку течії як в турбінному, так і насосному режимах, для виявлення якісного і кількісного співвідношення чисельних і експериментальних результатів було досліджено течію нестисливої в'язкої рідини в усіх елементах моделі насос-турбіни середньої швидкохідності на напори до $H = 200$ м.

Виявлено особливості течії в СК, що були спроєктовані за різними законами: сталості колової складової швидкості $V_u=const$ і моменту швидкості $V_uR=const$. Порівняно структуру потоку, отриману в розрахунковий спосіб, з результатами досліджень течії за допомогою кульових зондів на гідродинамічному стенді. В чисельний спосіб виконано дослідження впливу урахування колон статора на характеристики СК.

Проведено дослідження течії в розрахунковій області, що містила по одному каналу статора, НА і РК. Нормована шестигранна сітка сумарно налічувала близько 1,6 млн елементів. Розрахунки проведено для моделі з діаметром РК 500 мм при режимах, що відповідали даним універсальної характеристики моделі насос-турбіни Дністровської ГАЕС ОРО5217-50 (частота обертання n=660 хв$^{-1}$, напір H=17,45 м). Дослідження мали виявити можливі резерви для покращення енергетичних показників ПЧ. Аналіз полів тиску і векторів швидкості в каналах статора і НА виявив їх сприятливий розподіл практично на всіх режимах. У каналі РК поблизу периферії (рис. 13) на стороні тиску є області зі значними

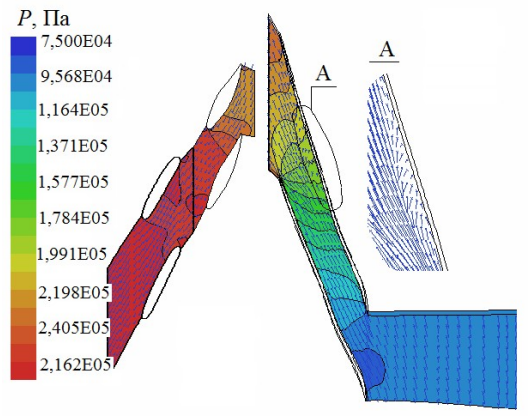


Рис. 13. Розподіл тиску і векторів швидкості в тангенціальних перерізах РК при 90 % висоти каналу

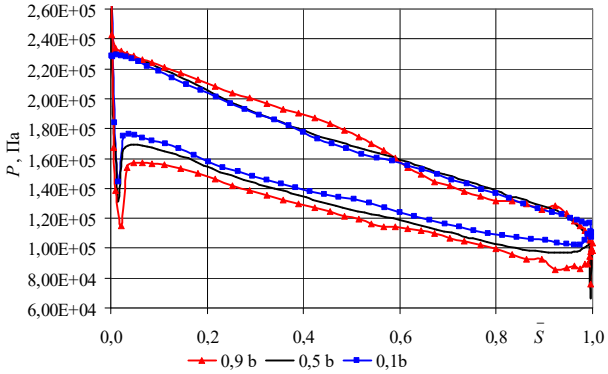


Рис. 14. Розподіл тиску уздовж профілі лопаті РК

вторинними течіями, інтенсивність яких знижується в напрямку від ободу до маточини.

Наявність таких зон знижує ефективність роботи РК. Аналіз епюр тиску на поверхнях трьох характерних перерізів лопаті РК – периферійного 90 % висоти каналу *b*), середнього (50 %) і втулкового (10 %) показує, що на периферійному спостерігається значна нерівномірність як на стороні тиску, так і розрідження, особливо у вихідній (всмоктувальній) частині лопаті (рис. 14). При модернізації РК можливими шляхами для покращення структури потоку може бути зміна меридіональних обводів в області виходу з РК, а також зміщення всмоктувальної кромки вниз за потоком.

ВТ відображалася на розрахунковій області за допомогою неструктурованої шестигранної сітки з загальним числом елементів приблизно 800 тис. Потік в трубі навіть при оптимальному режимі є істотно нерівномірним, уздовж всієї ВТ спостерігаються застійні області, де швидкість течії близька до нуля, найбільші за розміром спостерігаються у відвідній трубі (рис. 15).

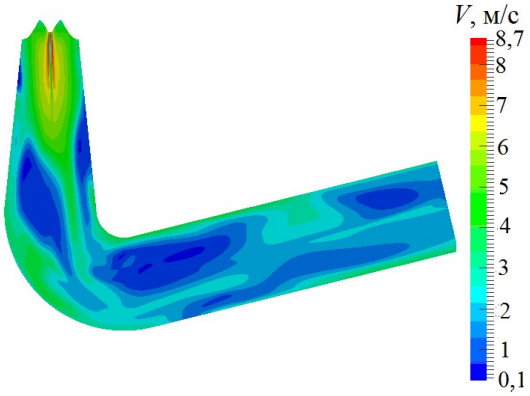


Рис. 15. Розподіл швидкості у ВТ при оптимальному турбінному режимі

За результатами досліджень встановлено гідравлічні втрати в кожному елементі ПЧ. Так при оптимальному турбінному режимі вони склали: СК $h_{СК}$=0,76 %; статор $h_{СТ}$=0,48 %; НА $h_{НА}$=1,56 %; РК $h_{РК}$=1,98 %; ВТ $h_{ВТ}$=1,33 %. Додатково було визначено дискові ($h_д$=2,1 %) і об'ємні ($h_{об}$=0,9 %) втрати, які не враховано у дослідженнях за програмою *IPMFlow*, тобто розрахункові сумарні втрати дорівнюють приблизно 9,11 %. Таким чином, значення розрахункового 90,89 % та експериментального 90,67 % ККД на оптимальному режимі добре відповідають один одному, а їх різниця не перевищує похибки визначення ККД на стенді.

На рис. 16 наведено залежності розрахункового (досліджувана область містила тільки по одному каналу статора, НА і РК) і експериментального ККД від приведеної частоти обертання для ряду розрахункових точок при оптимальному відкритті НА a_0=30 мм. Порівняння наведених результатів показує, що

положення максимумів ККД по частоті обертання практично збігаються, а характер кривих ідентичний.

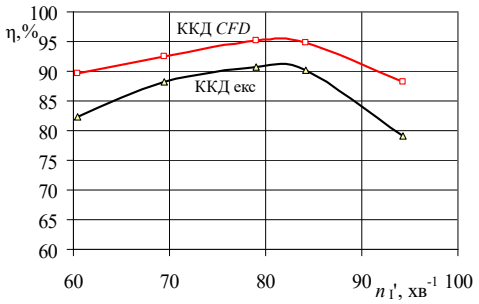


Рис. 16. Залежність розрахункового і експериментального ККД від приведеної частоти обертання при відкритті НА a_0=30 мм

У насосному режимі в ПЧ насос-турбіни рідина тече в зворотному напрямку в порівнянні з турбінним. На периферійній ділянці лопаті РК в районі всмоктувальної кромки навіть на оптимальному режимі При збільшенні подачі розміри цих областей зменшуються, і інтенсивність вторинних течій спадає.

На рис. 17 наведено залежності розрахункових і експериментальних значень напору, що створює РК, і ККД розрахункової області, що містила по одному каналу РК, НА і статора, від подачі в насосному режимі при відкритті НА a_0=35 мм і постійній частоті обертання n= 1000 хв$^{-1}$. При визначенні розрахункового значення ККД не враховувалися втрати у ВТ і СК, а також дискові і об'ємні втрати. Порівняння розрахункових та експериментальних характеристик свідчить про задовільне узгодження їх між собою. Відмінності при малих подачах пояснюється тим, що в цій зоні роботи насос-турбіни мають місце помпажні явища і значні відривні течії, які не враховуються в повній мірі в запропонованих математичних моделях течії рідини.

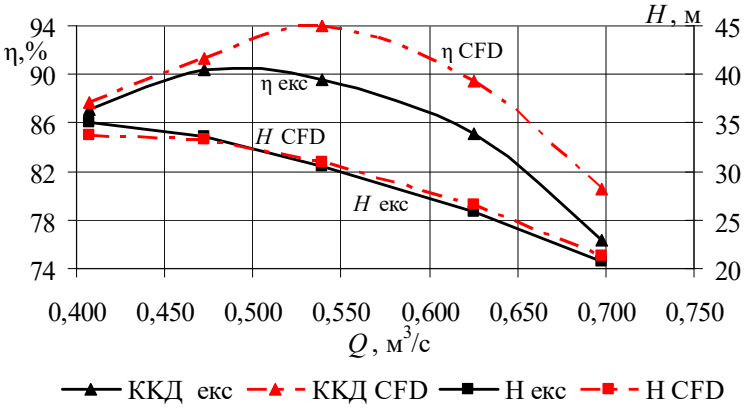


Рис. 17. Залежності розрахункових і експериментальних напорів і ККД від подачі при оптимальному відкритті НА

Гідропотенціал крупних рік України практично вичерпано. Головним напрямом для підвищення встановлених потужностей є будівництво ГАЕС. Фахівцями ПрАТ «Укргідропроект» розроблено проєкти будівництва Канівської (95 м), Червонооскільської (H=84 м), Ломачинської (H=125 м), Печенізької (H=80 м) та інших. Було поставлено і вирішено задачу – на основі новітніх чисельних і експериментальних методів обґрунтувати перспективність застосування швидкохідних РК насос-турбін на напори 80–125 м зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми. В якості об'єкта досліджень обрано проєкт нової насос-турбіни Канівської ГАЕС як першочергового і який буде базою для проєктування агрегатів інших ГАЕС зазначеного діапазону напорів. Основні параметри: частота обертання 136,4 хв$^{-1}$; напір розрахунковий в турбінному режимі 95 м, в насосному 101,6 м; потужність агрегату в турбінному режимі 250 МВ, насосному режимі 260 МВт; висота всмоктування -17,0 м. Було розроблено і досліджено 2 варіанти ПЧ – традиційна РК5248 (швидкохідність n_s=200), що розроблялася з урахуванням відомих рекомендацій і досвіду

проєктування в ІЕМС високоефективних ПЧ, та з РК з підвищеною кількістю лопатей суттєво просторової форми та збільшеною висотою НА РК5247 (n_s=250). СК обох варіантів – з круглими меридіональними перерізами, розрахованими за законом V_u=*const*, кут обхвату в плані СК $\varphi_{сп}$=360°. Статор налічує 20 колон, в тому числі зуб спіралі. НА складається з 20 лопаток позитивної кривизни, висотою для традиційного варіанту b_0=0,2D_1 і 0,25D_1 для швидкохідного. Діаметр розташування осей повороту лопаток однаковий D_0=1,2D_1. Діаметр горловини для обох варіантів D_0/D_1=0,85, кількість лопатей в РК5248 – 7, в РК5247 – 9, кут нахилу напірної кромки в коловому напрямі 30º і 40º відповідно, у бік обертання. Висота ВТ h= 3,15D_1, довжина l=4,5D_1, коліно типу КУ-3РО.

Профілювання лопатей РК5247 і РК5248 проведено методом розв'язання диференційного рівняння лінії току в плані. Попередньо для обох РК за допомогою програми обтікання решітки профілів на осесиметричних поверхнях току в шарі змінної товщини було визначено найбільш раціональні значення кутів обхвату лопатей, кутів напірної і всмоктувальних кромок, а також кінематичні і енергетичні показники.

Для розробленої ПЧ насос-турбіни з РК5247 за допомогою програми *IPMFlow* для моделі з діаметром РК D_1 = 1 м і напорі H = 1 м проведено чисельні дослідження течії в'язкої нестисливої рідини в розрахунковій області, що містила по одному каналу НА і РК, в турбінному і насосному режимах. Сітка структурована з шестигранними комірками, кількість елементів в одному міжлопатевому каналі НА – 415 тис., РК – 830 тис. Дослідження в турбінному режимі показали, що навіть при режимах, близьких до оптимальних, в області ободу РК помітні зони з вторинними течіями і відривами потоку. Аналіз епюр тиску на периферії лопатей РК показав, що вихідна половина лопаті практично не має перепаду тиску і не створює крутний момент. Було прийнято рішення про його модифікацію. В новому РК5247М на 10 % зменшено кут обхвату на периферії і знижені значення кутів лопаті на всмоктувальній кромці. Решту геометричних параметрів залишено без змін. На рис. 18 і рис. 19 наведено розподіл швидкостей в середньому каналі РК і епюри тиску на периферійному перерізі для вихідного і модифікованого варіантів РК. Встановлено, що модифікація РК призвела до істотного поліпшення обтікання в середній і особливо периферійній частині – тиск рівномірно розподіляється по всій довжині профілю, його перепад плавно зменшується від входу до виходу. Це привело до зменшення гідравлічних втрат в РК в оптимальній точці турбінного режиму на 0,65 %.

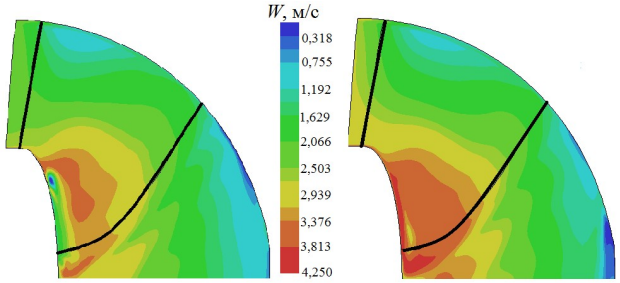
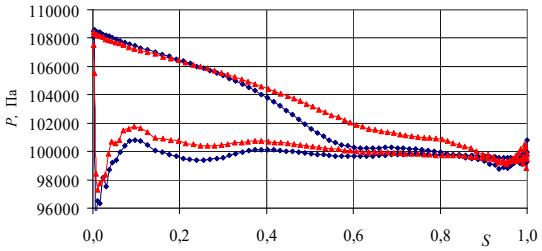


Рис. 18. Поля швидкості в середньому перерізі каналів вихідного (ліворуч) і модернізованого (праворуч) РК



—♦— вихідне РК5247; —▲— модифіковане РК5247М

Рис. 19. Епюри тиску у вихідному і модернізованому РК в турбінному режимі при витраті Q_I'=0,600 м^3/с:

Селективні експериментальні дослідження моделей з РК5247М і РК5248 проведено на гідродинамічному стенді ЕКС-30, ІЕМС. З метою суттєвого зниження вартості виготовлення модельного блоку і скорочення термінів досліджень найбільш складні і трудомісткі у виробництві елементи – СК і лопаті РК були виготовлені за технологією 3*D*-друку з пластику *PLA*. Дослідження проведено в модельному блоці насос-турбін з діаметром РК D_1=350 мм. Побудовано робочі і універсальні характеристики. В насосному режимі дослідження проведено при частоті обертання РК 800 хв$^{-1}$.

Важливою відмінністю характеристики ПЧ з РК5247М є розташування лінії обмеження потужності в зоні великих значень витрат, що дає змогу розширити діапазон експлуатації гідроагрегата і генерувати більшу потужність при надійній роботі агрегату. Максимальне значення ККД 88,04 % цієї моделі отримано при відкритті НА a_0=20 мм, приведеній витраті Q_I'=0,570 м^3/с і приведеній частоті обертання n_I'=80,5 хв$^{-1}$. Слід відзначити досить високий рівень ККД в широкому діапазоні витрат і частот обертання. Так, наприклад, ізолінія ККД 87,5 % простягається в діапазоні витрат від 0,520 до 0,620 м^3/с при частоті обертання від 76 до 87 хв$^{-1}$.

В моделі меншої швидкохідності з РК5248 максимальне значення ККД 87,2 % в турбінному режимі отримано при приведеній витраті Q_I'=0,500 м^3/с і приведеній частоті обертання n_I'=83 хв$^{-1}$. Значення максимального ККД цієї моделі майже на 0,85 % нижче, ніж у швидкохідному РК5247М.

На рис. 20 наведено залежності ККД моделей з РК ОРО5247М і РК5248 від приведеної витрати для трьох перерізів універсальної характеристики n_I'=*const*: 88,5; 94,4; 100,2 хв$^{-1}$, що відповідають максимальному, номінальному і мінімальному напорам на Канівській ГАЕС.

Вищі значення ККД отримано при максимальному напорі, при зменшенні напору (підвищенні частоти обертання) рівень ККД перерізів n_I'=*const* знижується, а положення максимального його значення зміщується в бік більших витрат. Треба відмітити, що криві ККД РК5247М більш пологі, тобто мають більш широкий діапазон роботи з високим середньозваженим ККД.

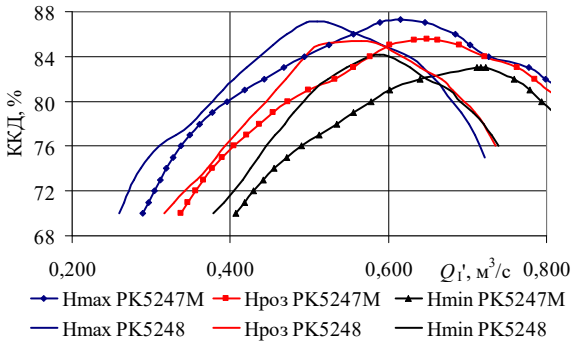


Рис. 20. Залежність ККД від витрати при частотах обертання, що відповідають мінімальному, розрахунковому і максимальному напорам на станції

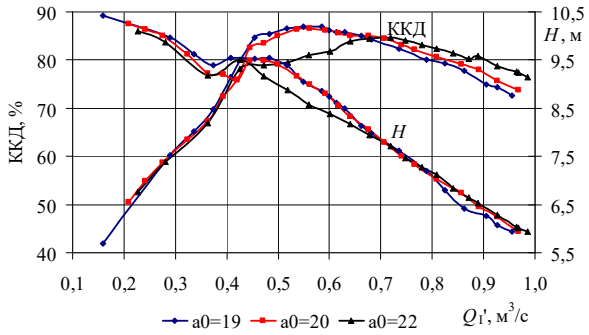


Рис. 21. Залежність ККД і напору від подачі при різних значення відкриття НА в ПЧ з РК5247М

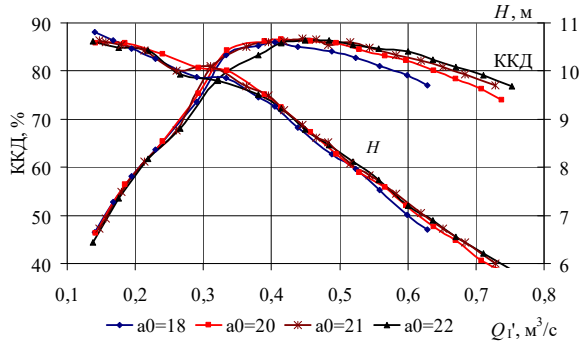


Рис. 22. Залежність ККД і напору від подачі при різних значення відкриття НА в моделі з РК5248

На рис. 21 наведено енергетичні і напірні характеристики моделі ОРО5247М в насосному режимі при значеннях відкриття НА близьких до оптимальних. Цікаві результати отримано при відкриттях НА 20 і 22 мм, де незначна відмінність у відкритті НА призводить до суттєвої зміни виду характеристик: при a_0=20 мм максимум ККД відповідає подачі Q_I'=0,560 м³/с, в той час коли при a_0=22 мм вже Q_I'=0,720 м³/с. В діапазоні подач Q_I' 0,450…0,650 м³/с ККД при a_0=20 мм перевищує аналогічний показник при a_0=22 мм до 5 %.

При більших значеннях відкриття НА подача, що відповідає режимам з максимальним ККД, зміщується праворуч по характеристиці, а значення цих ККД знижується.

На рис. 22 наведено залежність ККД і напору від подачі при різних значення відкриття НА в моделі з РК5248. В цієї моделі максимальний ККД приблизно на 0,5 % нижчий, ніж у РК5247М, а оптимум знаходиться в зоні подач приблизно Q_I'=0,450 м³/с.

Аналіз отриманих чисельних і експериментальних результатів досліджень, дозволив зробити висновок, що модель з швидкохідним РК5247М з лопатями суттєво просторової форми зі збільшеною їх кількістю та з підвищеною висотою НА, має кращі енергетичні показники як в турбінному, так і в насосному режимах. Крім того, модель з РК5247М в турбінному режимі має розширений діапазон надійної експлуатації як за витратами, так і за напорами. Проведені попередні кавітаційні дослідження показали, що РК5247М відповідає вимогам по заглибленню -17 м. Тому є сенс запропонувати його до впровадження, можливо з деякими модифікаціями з урахуванням конкретних даних технічних завдань, в проєкти Канівської, Ташликської та інших ГАЕС на напори 80–125 м.

В **п'ятому розділі** дисертації обґрунтовано можливості підвищення ефективності радіально-осьових насос-турбін і розширення діапазону їх надійної експлуатації за допомогою застосування РК зі сплітерами. На першому етапі було досліджено вплив довжини сплітера на енергетичні показники 5 варіантів РК. За вихідний варіант прийнято РК5217 Дністровської ГАЕС з 7 металевими лопатями. Інші РК мали по 8 пластикових лопатей – 4 лопаті такі, як у вихідного колеса і 4 вкорочених: РК5217-8-50, РК5217-8-65, РК5217-8-80, РК5217-8-100 з відносною довжиною сплітерів 50, 65, 80 і 100 % відповідно. Укорочення лопатей проводилося з боку всмоктувальної кромки таким чином, щоб всмоктувальна кромка залишалася в радіальній січній площині. На рис. 23 наведено схему моделі ПЧ з РК зі сплітером довжиною 65 % від основної. Проведено експериментальні і чисельні дослідження всіх варіантів

Експериментальні дослідження в турбінному режимі проводились при напорі 6 м в широкому діапазоні зміни відкриттів НА і приведеної частоти обертання n_I'. У насосному режимі випробування проводилися при частоті обертання РК 600 хв$^{-1}$ при 9 відкриттях НА і зміні приведеної подачі Q_I' від 0,100 м^3/с до 0,600 м^3/с.



Рис. 23. Комп'ютерна модель ПЧ з РК зі сплітером довжини 65 %

В табл. 1 наведено параметри оптимальних режимів в турбінному і насосному режимах. Положення оптимуму характеристики турбінного режиму зі зменшенням довжини лопатей зміщується в бік збільшення витрат, що пояснюється збільшенням кута потоку на виході з лопатей та зменшенням густоти решітки профілів. Зміна приведеної частоти обертання при цьому незначна. Положення оптимуму характеристик насосного режиму зі зменшенням довжини лопатей-сплітерів змінюється за подачею в значно меншій мірі, ніж у турбінному.

Енергетичні характеристики в турбінному режимі порівнювались на розрізах універсальних характеристик $n_I' = const$ при 7 значеннях приведеної частоти обертання n_I' від 75 до 90 хв$^{-1}$ (з кроком 2,5 хв$^{-1}$). Збільшення кількості лопатей з 7 до 8 в РК5217-8-100 помітно зменшує пропускну спроможність ПЧ – від 0,365 м^3/с до 0,315 м^3/с в оптимумі характеристики ($n_I' = 80$ хв$^{-1}$), але підвищує максимальний ККД на 0,35 %. Зі збільшенням приведеної частоти обертання від 77,5 хв$^{-1}$ до 90 хв$^{-1}$, вплив додаткової восьмої лопаті позначається ще в більшій мірі. ККД практично однаковий до приведеної частоти обертання $n_I' = 87{,}5$ хв$^{-1}$.

Таблиця 1. Параметри оптимальних режимів і значення максимальних ККД досліджуваних РК в турбінному і насосному режимах

Назва РК	Турбінний режим			Насосний режим		
	Q_I', м^3/с	n_I', хв$^{-1}$	η*, %	Q_I', м^3/с	n_I', хв$^{-1}$	η*, %
РК5217-7	0,365	80,0	100,00	0,395	93,3	100,00
РК5217-8-100	0,315	78,0	100,35	0,360	93,3	100,69
РК5217-8-80	0,352	78,3	97,78	0,406	90,0	99,54
РК5217-8-65	0,397	80,5	97,66	0,392	91,7	99,42
РК5217-8-50	0,402	79,0	96,37	0,385	91,6	97,80

Подальше збільшення частоти обертання призводить до різкого зниження ККД варіанта з РК5217-8-100.

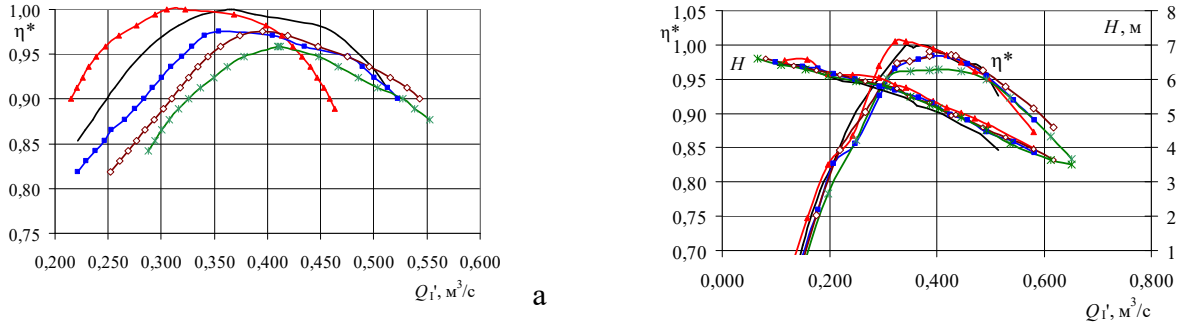
Підрізка сплітерних лопатей до значення 80 % довжини (РК5217-8-80) супроводжується збільшенням пропускної спроможності до величини 0,350 м^3/с, при цьому ККД зменшується приблизно на 2 % у порівнянні з варіантом РК5217-8-100. Подальше підрізування 4-х лопатей до 65 % довжини РК5217-8-65 (варіант 4) призводить до збільшення пропускної здатності до 0,375 м^3/с. Рівень ККД в діапазоні приведеної частоти обертання 77,5-85,0 хв$^{-1}$ такий же, як і у колеса РК5217-8-80 з лопатями 80 % довжини, а при подальшому підвищенні частоти обертання спостерігається навіть незначне підвищення ККД на 0,6 %.

РК5217-8-50 з 50 % підрізкою чотирьох лопатей демонструє подальше збільшення пропускної здатності, яке сильніше проявляється зі збільшенням частоти обертання до $n_I' = 90$ хв$^{-1}$, і зниження ККД до величин порядку 82 %.

Збільшення кількості лопатей від 7 до 8 у РК5217-8-100 в турбінному режимі призвело до незначного підвищення максимального ККД при перерізах частоти обертання n_I'=*const* у діапазоні від 75 хв$^{-1}$ до 80 хв$^{-1}$ і максимального ККД універсальної характеристики взагалі. При витраті менше 0,350 м^3/с модель з таким РК має більш високий рівень ККД, а при збільшенні витрат – менший.

В насосному режимі форма кривих залежностей напору і ККД від подачі, а також їх значення в меншій мірі залежать від довжини лопатей, ніж у турбінному. При малих значеннях відкриття НА (до 20 мм) РК5217-8-100 з однаковими лопатями майже у всьому діапазоні подач має вищі значення ККД, ніж у вихідного семилопатевого РК5217-7. При всіх значеннях відкриття НА в діапазоні подач до Q_I' =0,400 м^3/с модель з РК 5217-7 і РК5217-8-100 мають більш високий рівень ККД відносно інших. Вкорочування лопатей РК призвело до зниження рівня ККД і зміщення режимних точок з максимальними значеннями ККД в бік більших приведених подач.

Напірні характеристики всіх РК на всіх відкриттях НА плавні і мають подібну форму. Найбільш напірним є РК5217-8-100, при зменшенні довжини сплітерних лопатей напірність плавно знижується. Найменш напірне РК – вихідне РК5217-7. На рис. 24 наведено енергетичні характеристики на перерізі n_I' = 80 хв$^{-1}$, що відповідає розрахунковому напору в турбінному режимі, і при оптимальному відкритті НА a_0=26 мм в насосному.



— РК5217-7; РК5217-8-100; РК5217-8-80; РК5217-8-65; РК5217-8-50

Рис. 24. Енергетичні характеристики моделей зі сплітерами:
а – розрізи універсальних характеристик моделей в турбінному режимі при n_I' = 80 хв$^{-1}$;
б – характеристики в насосному режимі при відкритті НА a_0=26 мм

Чисельні дослідження впливу довжини сплітерів проведено для моделей з діаметром РК 350 мм. Розрахункова область містила по одному каналу НА і РК, сітка з шестигранними комірками, структурована. Кількість комірок в НА 72·72·80=414720, в РК 72·72·100=518400.

Параметри режимних точок взято із універсальних характеристик моделей.

Проаналізовано розподіл тиску на поверхнях розрідження і тиску основних лопатей і сплітерів восьмилопатевих РК при режимах максимального ККД при оптимальному відкритті НА в турбінному і насосному режимах.

В турбінному режимі у РК на сторонах тиску розподіл тиску вздовж лопаті від входу до виходу рівномірний як на основних лопатях, так і на сплітерних усіх довжин. На сторонах розрідження на сплітерних лопатях розподіл тиску від входу до виходу рівномірний, а на основних – менш сприятливий. У РК5217-8-100 з 8 однаковими лопатями розподіл тиску рівномірний на обох поверхнях лопаті.

В насосному режимі розподіл тиску на напірних поверхнях лопатей як основних, так і вкорочених досить рівномірний. Виняток – зона всмоктувальної кромки на периферії вкороченої лопаті з 65 % довжиною, де на повороті має місце зона зниження тиску. В РК5217-8-100 і РК5217-80 на стороні розрідження розподіл тиску доволі рівномірний як на вихідних, так і на вкорочених лопатях. В РК5217-8-65 і РК5217-8-50 посередині основних лопатей спостерігається зона зниження тиску.

Проведено порівняння залежностей ККД від витрати в турбінному режимі і ККД і напору від подачі в насосному, які показали задовільне якісне співвідношення. Це дало змогу обґрунтувати правомірність застосовування запропонованих методів і програм для проєктування і селективних досліджень нових РК зі сплітерами.

Враховуючи закономірності, що наведені вище, було спроєктовано 4 нових РК з 12 лопатями – 6 «довгих» і 6 вкорочених, довжиною 100, 80, 65 і 50 %. Вони отримали найменування РК5217-12-100, РК5217-12-80, РК5217-12-65, РК5217-12-50 відповідно. Чисельні дослідження були проведені в турбінному режимі для каналів НА і РК з тими ж показниками розрахункової сітки. Відкриття НА становили 16; 20; 24 28 мм. Структуру потоку оцінювали за розподілом тиску у каналах РК і розподілом компонент швидкості за РК на вході у ВТ. На рис. 25 наведено розподіл тиску в середніх меридіональних перерізах каналів РК для 4 варіантів моделей з різною довжиною сплітерів. при номінальній частоті обертання 91 хв$^{-1}$ і відкритті НА 24 мм. Праворуч на рис. 25 зображено поле тисків в міжлопатевому каналі у випадку, коли в плані сплітер розташовано першим за ходом годинникової стрілки, ліворуч – другим.

Найбільш рівномірний розподіл тиску як у лівому каналі, так і в правому, спостерігається в каналі РК з довжиною сплітера 65 % від основного (рис. 25б). В РК5217-12-50 (рис. 25а) вкорочення лопаті до 50 % призвело до суттєвої нерівномірності тиску на периферії в лівому каналі, а в правому – в області втулки. В РК5217-12-80 (рис. 25в) спостерігається підвищена нерівномірність тиску в правому каналі в області периферії. В РК5217-12-100 (рис. 25г) помітна суттєва нерівномірність розподілу тиску в області вхідних кромок, що можна

пояснити підвищеною густотою решітки профілів в каналах, пов'язаною з збільшенням кількості лопатей (з 7 до 12) відносно вихідного варіанту РК5217. На рис. 26 наведено розподіл компонент швидкості за РК, що в значній мірі визначає ефективність його роботи та забезпечує кращу течію у ВТ.

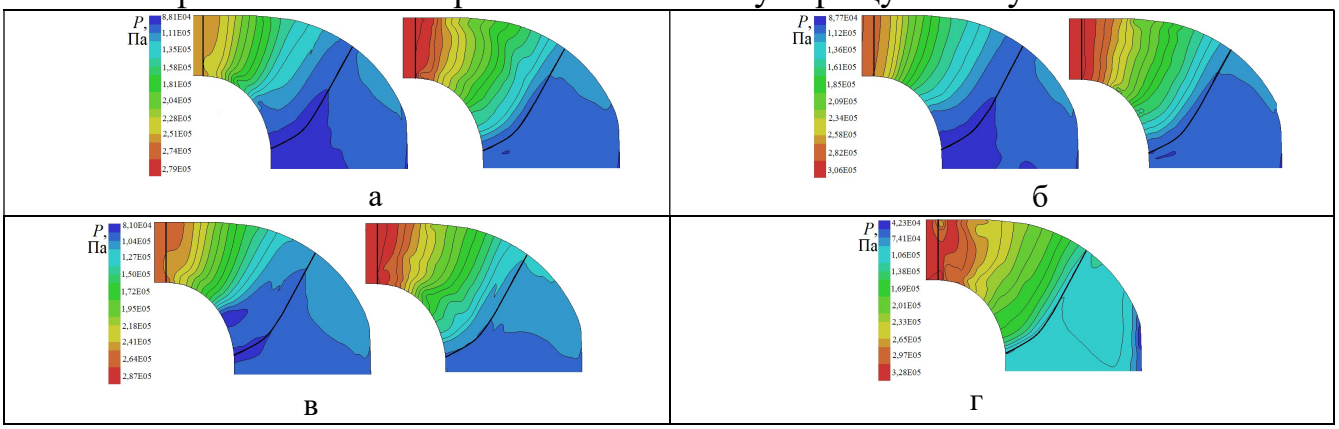


Рис. 25. Поля тиску в міжлопатевих каналах РК при номінальному напорі і відкритті НА a_0= 24 мм: а – РК5217-12-50; б – РК5217-12-65; в – РК5217-12-80; г – РК5217-12-100

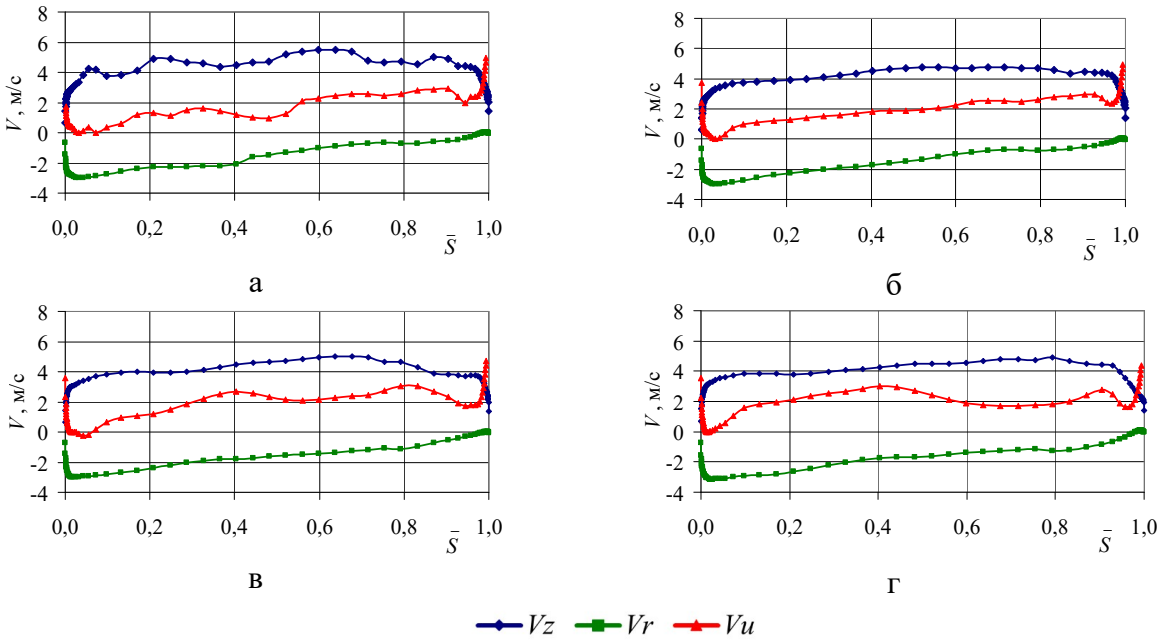


Рис. 26. Розподіл осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової швидкості на виході з РК при номінальному напорі і відкритті НА a_0= 24 мм: а – РК5217-12-50; б – РК5217-12-65; в – РК5217-12-80; г – РК5217-12-100

Радіальна складова при всіх варіантах РК має практично однакову форму оскільки її розподіл визначається в першу чергу формою меридіональної проекції. Криві розподілу осьової і колової складових мають при всіх варіантах РК подібний вигляд, але найбільш рівномірний розподіл цих швидкостей отримано в РК5217-12-65. Це є свідоцтвом кращого спрацювання напору в каналах РК і формування більш сприятливих умов на вході в дифузор ВТ, що має привести к підвищенню ефективності ПЧ в цілому. Аналіз визначених в чисельний метод значень ККД це підтвердив (рис. 27).

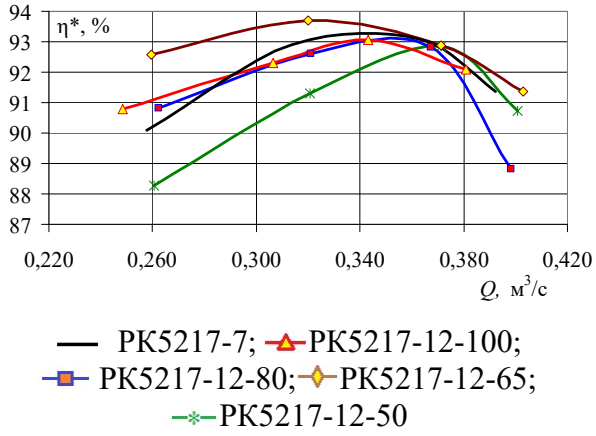


Рис. 27. Залежності розрахункового ККД моделей з РК з різною довжиною сплітера при частоті обертання, що відповідає номінальному напору Дністровської ГАЕС

З рисунку видно, що найкращі показники практично у всьому діапазоні роботи має РК5217-12-65. Це, в тому числі, має забезпечити більш високий рівень ККД при роботі на режимах часткового навантаження, що дає змогу розширити діапазон надійної експлуатації насос-турбін в генераторному режимі.

У **шостому розділі** дисертації досліджено вплив просторового профілювання лопатей РК за допомогою колових навалів лопатей і встановлення вирівнювальних ребер у дифузор ВТ на структуру потоку, енергетичні і пульсаційні характеристики насос-турбін на напори до 200 м.

При застосуванні колових навалів змінюється форма кромок і взаємне розташування профілів лопаті у коловому напрямі за рахунок зсуву втулкового профілю лопаті в бік обертання ротора (позитивний навал, кут навалу $\varphi > 0$) або у протилежний (негативний, кут навалу $\varphi < 0$) (рис. 28). Сама ж форма всіх профілів залишається незмінною. Такий підхід забезпечує отримання найбільш раціональної форми лопаті, що найкраще взаємодіє з потоком як в області вхідних кромок, так і в каналі РК і при формуванні потоку на вході у ВТ. В якості вихідного об'єкту дослідження прийнято модель високоефективної радіально-осьової насос-турбіни ОРО170/5217. В РК5217 всмоктувальна кромка розташована в радіальній площині, кут нахилу напірної кромки в коловому напрямку становить 10º в бік обертання ротора. З метою дослідження впливу просторового профілювання лопатей на енергетичні характеристики було спроєктовано 2 модифікації РК, що отримали найменування РК5217М і РК5217М2. В РК5217М кут нахилу напірної кромки становить 45º, переріз верхнього ободу зсунуто в бік обертання ротора на 12,8º відносно вихідного варіанту, в РК5217М2 кут нахилу напірної кромки -45º, відповідно профіль верхнього ободу зсунуто в бік протилежний обертанню на 18,2º відносно вихідного РК5217. Комп'ютерну модель вихідної і модифікованих лопатей серії 5217 наведено на рис. 29.

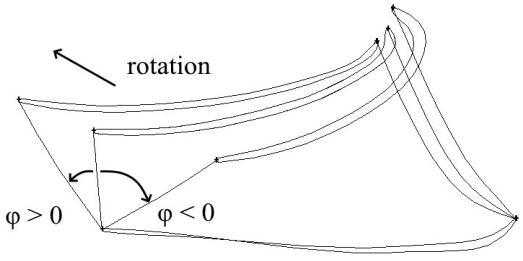


Рис. 28. Визначення кута колового навалу φ

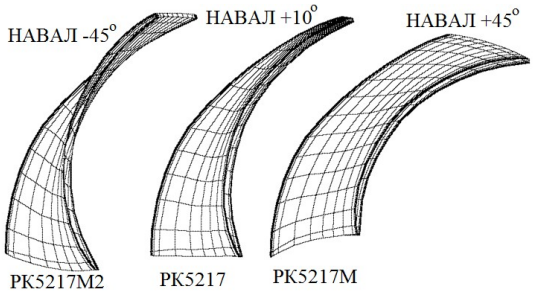


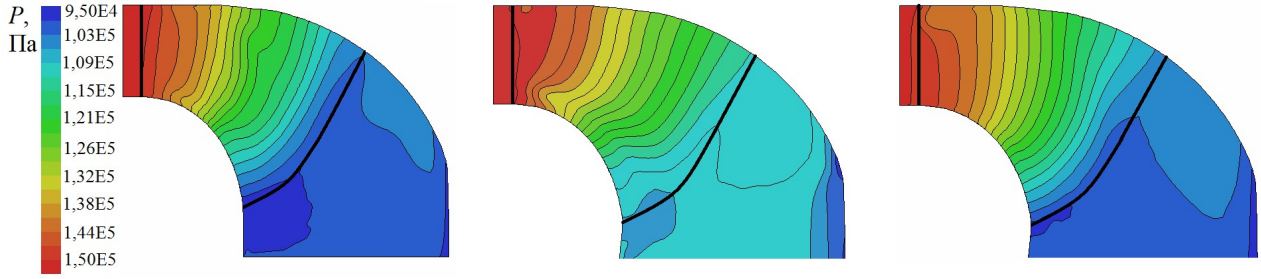
Рис. 29. Комп'ютерна модель лопатей РК з навалами

Чисельні дослідження робочого процесу в ПЧ з трьома варіантами РК серії

5217 проведено для моделі з діаметром РК 350 мм, що відповідає розмірам моделей на гідродинамічному стенді ЕКС-30. Розрахункова область містила один канал НА і один канал РК. Шестигранна сітка налічувала 72·72·80=414 720 і 80·80·100=640 000 елементів в каналі НА і РК відповідно зі згущенням поблизу стінок.

Дослідження було проведено при напорі 6 м, що дорівнювало напорам запланованих експериментальних випробувань, при трьох значеннях приведеної частоти обертання n_1': 95; 91; 85 хв$^{-1}$, що відповідають мінімальному, номінальному і максимальному напорам на Дністровській ГАЕС, в широкому діапазоні відкриттів НА. Вплив колових навалів на структуру потоку оцінювався за розподілом полів тиску і швидкостей в каналах РК, за епюрами тиску і швидкостей на лопатях РК і розподілом компонент швидкості на виході з РК перед входом у ВТ.

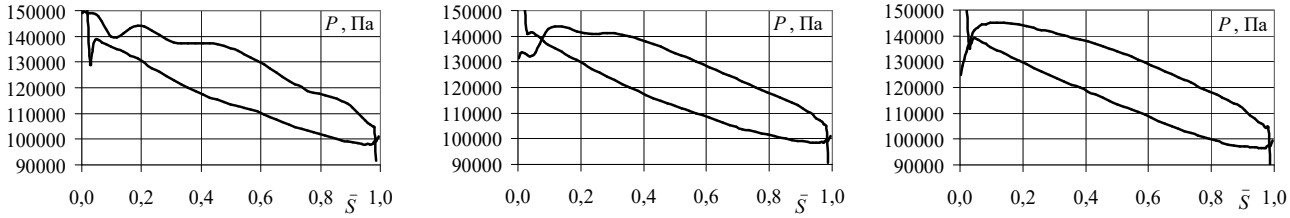
Аналіз полів тиску і швидкості в каналах трьох варіантів РК серії 5217 показав, що майже при всіх значеннях напорів і відкриттів НА найбільш рівномірний їх розподіл спостерігається у каналі РК5217М2 (рис. 30). Навал в цьому РК очікувано впливає на поля тиску і швидкості в зоні напірної кромки поблизу втулки, але призводить до найбільш сприятливого розподілу в периферійній зоні та по всій висоті всмоктувальної кромки. Найменш рівномірний розподіл ізоліній тиску і швидкості практично при всіх досліджених режимах спостерігається в каналі РК5217М.



РК5217 РК5217М РК5217М2

Рис. 30. Розподіл тиску в середньому меридіональному перерізі каналу РК серії 5217 при відкриттях НА a_0=24 мм

Аналіз епюр тиску і швидкості на лопатях РК доводить, що найбільш рівномірні епюри при всіх значеннях напорів і відкриттів НА спостерігаються в РК5217М2 (рис. 31). В першу чергу покращується розподіл тиску в зоні вхідної кромки на стороні тиску відносно вихідного варіанту РК5217. Таким чином, застосування негативного навалу лопатей призводить до кращого спрацювання напору і, як наслідок, має підвищити ефективність ПЧ. Розподіл тиску і швидкості вздовж лопатей РК5217М з позитивним навалом найменш рівномірний серед інших РК серії 5217, особливо при менших значеннях відкриттів НА.



РК5217 РК5217М РК5217М2

Рис. 31. Епюри тиску на середніх перерізів лопатей РК серії 5217 при відкриттях НА a_0=24 мм

Проведене порівняння залежностей ККД* трьох варіантів РК показало, що при всіх значеннях напорів і відкриттів НА найкращі енергетичні показники отримано в ПЧ з РК5217М2. Рівень його розрахункового ККД* помітно перевищує показники ПЧ з вихідним високоефективним РК5217, що встановлено на гідроагрегатах №1-4 Дністровської ГАЕС (рис. 32). В ПЧ з РК5217М з позитивним коловим навалом отримано найнижчий рівень ККД. Таким чином, методом чисельного експерименту встановлено, що застосування колових навалів лопатей РК насос-турбіни на напори до 200 м дозволяє суттєво впливати на структуру потоку в ПЧ та її енергетичні характеристики.

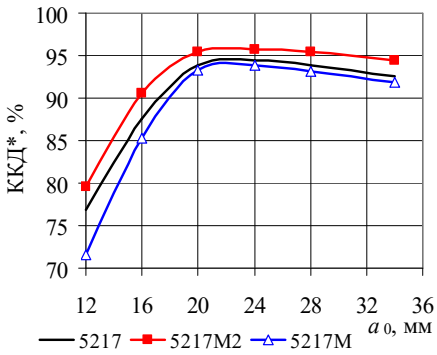


Рис. 32. Залежності ККД* від відкриття НА при номінальному напорі серії РК 5217

Селективні експериментальні випробування 3х моделей насос-турбіни з РК з навалами проведено на гідродинамічному стенді ЕКС-30. Дослідження в турбінному режимі проведено при постійному напорі H=6 м. Отримано робочі і універсальні характеристики. В насосному режимі частота обертання дорівнювала 700 хв$^{-1}$, вибірково було проведено низку перевірочних досліджень при частоті обертання 800 хв$^{-1}$, які підтвердили відповідність результатів.

Встановлено, що застосування колових навалів РК мало впливає на положення точки максимального ККД на універсальних характеристиках. В турбінному режимі найвище значення максимального відносного ККД* 100,74 % отримано в ПЧ з РК5217М2, що у абсолютних величинах на 0,67 % перевищує ККД вихідного варіанту (під відносним ККД* мається на увазі відношення поточного значення до максимального ККД ПЧ з вихідним РК5217). В табл. 2 наведено параметри моделей з РК серії 5217 при режимах часткової (50 %) і 95 % від максимальної потужності при максимальному, номінальному і мінімальному напорах на Дністровській ГАЕС в турбінному режимі. З наведених результатів видно, що практично у всьому діапазоні можливої експлуатації ГАЕС модель з РК5217М2 має вищу ефективність. Так, наприклад, при номінальному напорі перевага РК5217М2 над вихідним за рівнем відносного ККД становить 3,4 % на лінії обмеження потужності і 1,7 % при навантаженні 50 %. Це можна пояснити збільшенням на 5,15 % площі поверхонь лопатей цього РК при навалі відносно РК5217 і більш раціональною компоновкою розрахункових профілів. Площа поверхонь лопаті РК5217М при застосуванні колового навалу зменшилася на 1,8 %. На рис. 33 наведено залежності ККД від витрати трьох варіантів РК в турбінному режимі при номінальному напорі.

В насосному режимі найефективнішою також є модель з РК5217М2. При рівних значеннях приведеної частоти обертання і на 0,05 м^3/с меншою подачею відносно вихідного варіанту з РК5217 вдалося підвищити максимальний ККД* на 0,40 % (в абсолютних величинах 0,35 %).

При подачах Q_1' >0,350 м^3/с колеса РК5217 і РК5217М2 мають приблизно рівний напір, але при менших подачах напірність РК5217М2 дещо падає відносно

вихідного варіанту. Аналогічна картина спостерігається і з кривими залежності ККД при відкриттях НА більше 22 мм, але при менших відкриттях при подачі Q'_I>0,350 м^3/с ефективність РК5217М2 вище. На рис. 34 наведено залежності ККД і напору від подачі трьох варіантів РК в насосному режимі при відкритті НА a_0=30 мм.

Таблиця 2. Енергетичні параметри моделей з РК серії 5217 при 50 і 95 % максимальної потужності

Робоче колесо	На лінії $N'_I = 0{,}50 \cdot N'_{I\,max}$						На лінії $N'_I = 0{,}95 \cdot N'_{I\,max}$					
	$n_I = 85$		$n_I = 91$		$n_I = 95$		$n_I = 85$		$n_I = 91$		$n_I = 95$	
	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*
РК5217	0,244	91,5	0,257	84,6	0,270	80,2	0,452	94,1	0,465	90,4	0,476	86,2
РК517М	0,246	89,3	0,253	85,3	0,253	81,7	0,458	91,0	0,470	87,4	0,482	84,0
РК5217М2	0,239	92,0	0,252	86,3	0,262	80,7	0,433	96,2	0,439	93,8	0,445	90,8

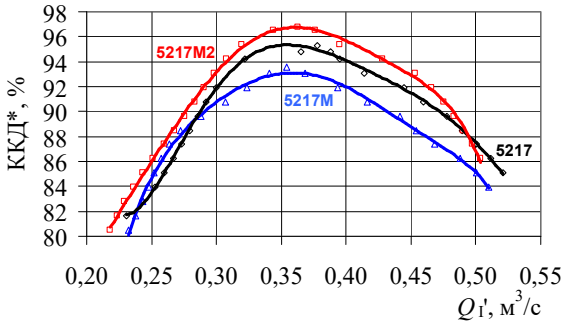


Рис. 33. Залежності ККД* від витрати трьох варіантів РК в турбінному режимі при номінальному напорі

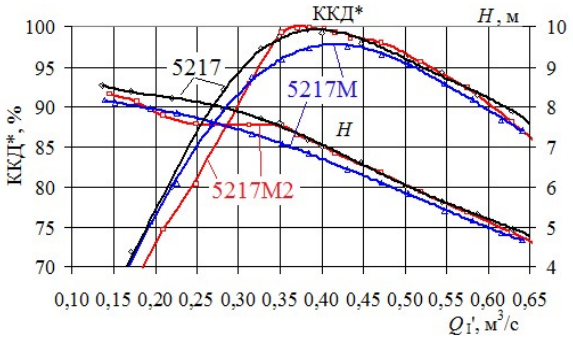


Рис. 34. Залежності ККД* і напору від подачі трьох варіантів РК в насосному режимі при відкритті НА a_0=30 мм

Оскільки утворення вихрових джгутів і пов'язані з цим пульсації тиску є основною причиною обмеження діапазону експлуатації радіально-осьових турбін і насос-турбін, було поставлено і вирішено задачу дослідити вплив просторового профілювання лопатей РК на пульсаційні показники у дифузорі ВТ. Дослідження проведено при таких само турбінних режимах, як і енергетичні.

В якості первинних перетворювачів при вимірюванні пульсації тиску застосовувалися датчики тиску типу DMK331. Мембрани датчиків були встановлені врівень з поверхнею моделей. В якості вторинної апаратури використовувався спеціальний підсилювач для вимірювання динамічних процесів «*Spider* 8» з подальшою обробкою сигналу за спеціальною програмою «*Catman*» і представленням результату у вигляді амплітудно-частотних спектрів. Пульсації потоку вимірювались в двох точках конуса (дифузора) ВТ на відстані $0{,}2D_1$ та $1{,}5D_1$ від нижнього ободу РК.

Аналіз спектрів пульсацій показав, що при малих витратах максимальні їх значення відповідають частоті обертання вихрового джгута, яка дорівнює 0,3 оборотної частоти та її другої гармоніки (рис. 35). Зі збільшенням витрати амплітуди пульсацій з частотами нижче оборотної частоти зменшуються, а зростають амплітуди пульсацій з частотами, кратними оборотній частоті. У

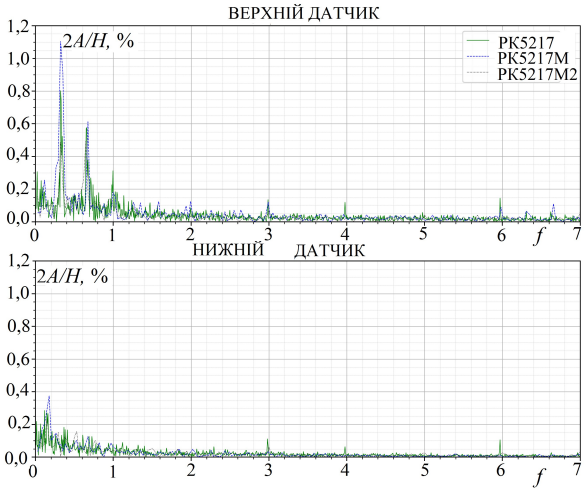


Рис. 35. Спектри пульсацій тиску для 3х коліс при $Q_I' = 0{,}252$ м^3/с і $n_I' = 85$ хв$^{-1}$

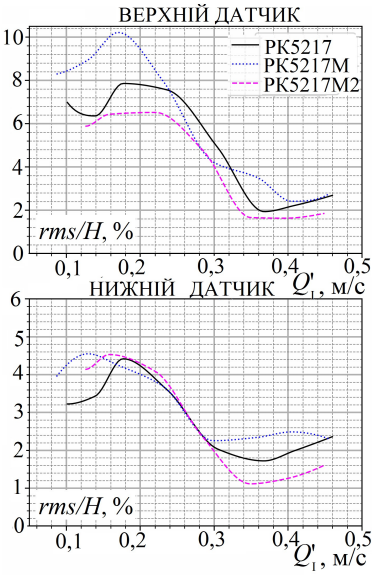
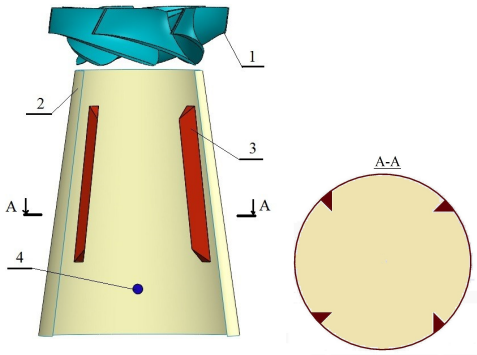


Рис. 36. Амплітуди пульсацій тиску у верхній та нижній частинах дифузору при частоті обертання $n_I' = 91$ хв$^{-1}$



1 –РК; 2 – дифузор; 3 – ребро довжиною 300 мм; 4 – датчик тиску *DMK*331

Рис. 37. Розміщення ребер і датчика в дифузорі ВТ

нижній частині дифузора при витратах до $Q_I' = 0{,}260$ м^3/с яскраво виражена пульсація з частотою 0,2–0,3 від оборотної, що зникає зі збільшенням витрати. Максимальні значення амплітуд пульсацій отримано в моделі з РК5217М.

Для частоти обертання $n_I' = 91$ хв$^{-1}$, що відповідає номінальному напору на станції, максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* на верхньому датчику спостерігається при витратах до 0,200 м^3/с (рис. 36). Максимальні значення зафіксовано такі: РК5217 – 7,9 %, РК5217М – 10,2 % і 6,5 % в РК5217М2. Зі зростанням витрати до 0,350–0,410 м^3/с пульсації зменшуються до мінімального рівня 2,0 % (РК5217), 2,3 % (РК5217М) і 1,8 % (РК5217М2). Максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* на нижньому датчику становить приблизно 4,6 % для РК5217М і РК5217М2, 4,4 % для РК5217 при витратах до 0,180 м^3/с. З підвищенням витрати до 0,340–0,380 м^3/с пульсації знижуються до мінімального рівня 1,7 % (РК5217), 2,2 % (РК5217М) та 1,1 % (РК5217М2). У порівнянні з вихідним РК5217 при роботі з номінальною витратою (режим 95 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М більше на 5 % для верхнього датчика і на 1 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 28 % для верхнього датчика і на 30 % для нижнього; для часткової витрати (режим 50 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М на 2 % менше для верхнього датчика і на 1 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 19 % для верхнього датчика і на 1 % для нижнього.

З метою зменшення інтенсивності вихрових джгутів у дифузорі ВТ розміщено вирівнювальні ребра і встановлено їх вплив на енергетичні і пульсаційні характеристики моделі насос-турбіни на напори до 200 м. Було досліджено дві моделі: з вихідним РК5217 і РК5217М2, що має найкращі енергетичні і пульсаційні характеристики серед РК серії 5217. Дослідження пульсацій тиску у дифузорі ВТ проведено для трьох варіантів: без ребер, з короткими (довжина

170 мм) і довгими (300 мм) ребрами. Профілі обох варіантів ребер мають однакову форму рівностороннього прямокутного трикутника, катет якого дорівнює 25 мм і розташований у радіальній площині. Кількість ребер – 4. Ребра виготовлено з пластику методом 3Д друку. Пульсації вимірювались в точці дифузору ВТ, що розташована на відстані $1{,}5 \cdot D_1$ нижче обода колеса (рис. 37).

Встановлення ребер обох довжин мало вплинуло на значення оптимальних приведених витрат Q_I' і частот обертання n_I' і очікувано призвело до деякого зниження максимального ККД (до 0,5 %). При встановленні довгих ребер зниження ККД більше, чим при коротких, а зниження в РК5217М2 дещо менше, ніж у вихідного варіанту. Результати вимірювань представлені у вигляді спектрів, де безрозмірна амплітуда – це середньоквадратичне відхилення тиску від середнього значення *rms*, поділене на напір Н у відсотках, а частота нормована до частоти обертання робочого колеса.

З графіку розподілу амплітуд пульсацій при різних ребрах для обох ПЧ визначено, що при витратах до номінальної Q_I'<0,300 м^3/с встановлення ребер знижує амплітуду пульсацій тиску (залежно від напору і витрати) до 50 %, для витрат більше 0,300 м^3/с у ВТ з ребрами рівень пульсації вище, але їх амплітуди залишаються в дозволених межах безпечної експлуатації. Встановлено, що довжина ребер практично не впливає на амплітуди пульсацій (рис. 38). Встановлено, що у РК5217М2 на частковому режимі Q_I' = 0,222 м^3/с амплітуда пульсацій на частоті прецесії вихрового джгута (0,2 оборотної частоти) значно нижче, ніж з РК5217, при застосуванні ребер ці пульсації практично зникають, також при цьому амплітуди пульсацій знижуються майже у всьому частотному діапазоні.

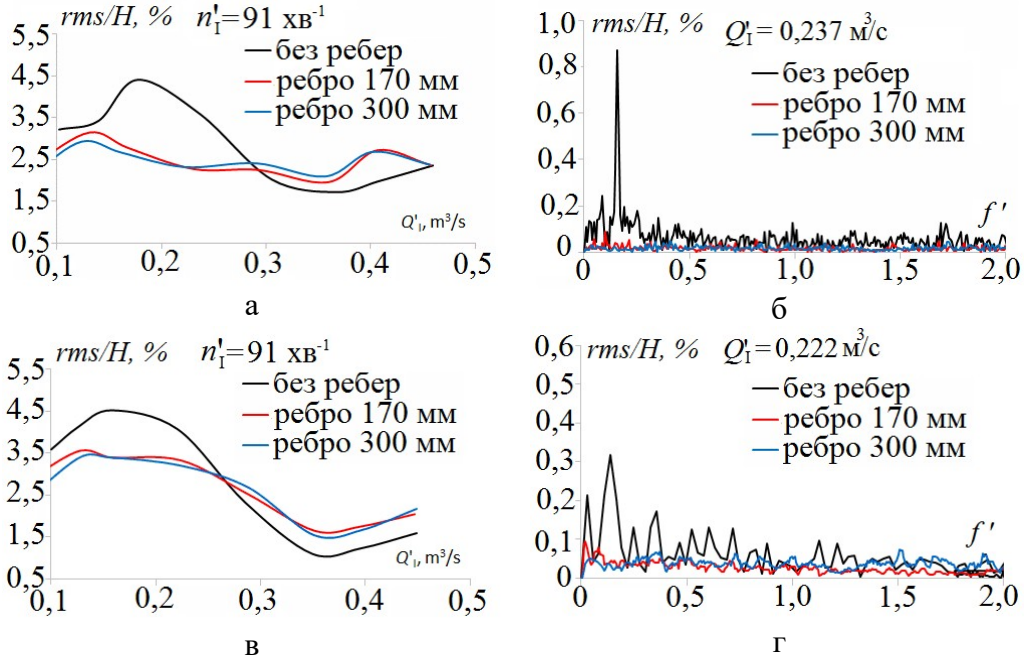


Рис. 38. Пульсації тиску в моделях з РК5217 і РК5217М2:
а – амплітуди пульсацій РК5217; б – спектри пульсацій РК5217;
в – амплітуди пульсацій РК5217М2; г – спектри пульсацій РК5217М2

В шостому розділі наведено також результати досліджень впливу геометричних параметрів РК (кількості лопатей z і форми всмоктувальної кромки) на ефективність моделей насос-турбін в турбінному і насосному режимах. Для покращення структури потоку на периферії РК всмоктувальну кромку перенесено вниз за течією при збереженні форми меридіональної проєкції. За методами і програмами, розробленими в ІЕМС спроєктовано і досліджено серію РК, що отримала назву 5252, з різною кількістю лопатей – від 6 до 9. Всі РК цієї серії мали коловий навал -30º. За спрощеними програмами вибрано найбільш раціональні значення кутів обхвату лопаті в плані та вхідних і вихідних кутів. За програмою *IPMFlow* було досліджено структуру потоку і енергетичних характеристик ПЧ з РК серії 5252. Встановлено, що кращі показники отримано в ПЧ з РК5252М7 з 7 лопатями.

Було виготовлено 4 моделі РК серії 5252 з діаметром 350 мм і досліджено на гідродинамічному стенді ЕКС-30. Умови проведення селективних досліджень були такі самі, як при дослідженні впливу навалів РК серії 5217.

На рис. 39 наведено залежності ККД від витрати ПЧ з РК серій 5217 і 5252 в турбінному режимі при $n_I^{'}$=91 хв$^{-1}$, що відповідає номінальному напору на Дністровській ГАЕС.

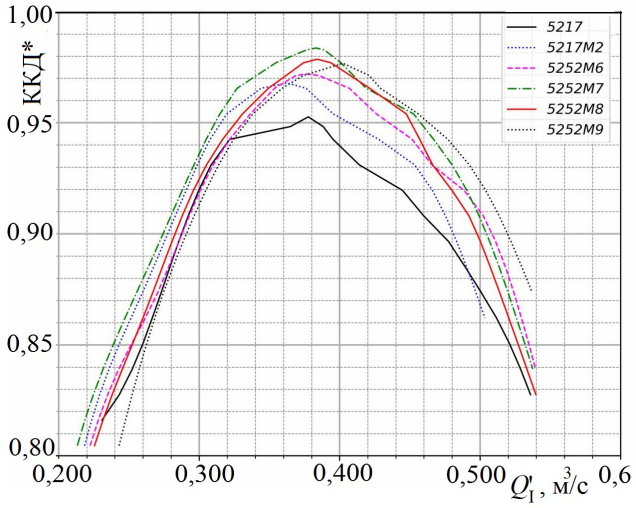


Рис. 39. Залежності ККД від витрати моделей з РК серій 5217 і 5252 в турбінному режимі при номінальному напорі

Практично у всьому діапазоні витрат при всіх напорах на станції найбільш ефективною є модель РК5252М7 з 7 лопатями. Так, наприклад, при номінальному напорі його максимальний ККД більш ніж на 2,5 % перевищує ефективність вихідного варіанту.

В насосному режимі напірність моделей в першу чергу визначає кількість лопатей – очікувано, що максимальну напірність отримано в моделі з дев'ятилопатевим РК5252М9, мінімальну – шестилопатевим РК5252М6. Криві напору в області припустимої експлуатації – до зони демпфування при малих витратах розташовані майже паралельно. Кращі енергетичні криві отримано в моделях з вихідним РК5217 та РК нової серії РК5252М7 і РК5252М8 – їх характеристики мають доволі широкі площадки з високим рівнем ККД.

Таким чином, на основі селективних чисельних і експериментальних досліджень встановлено, що найкращі енергетичні характеристики має модель з РК5252М7. На це РК подано заявку на патент, отримано позитивний результат. Тому геометричні дані саме цієї моделі передано на АТ «Українські енергетичні машини» для впровадження на 5-7 гідроагрегатах Дністровської ГАЕС.

В додатках наведені акти впровадження результатів роботи в проєктах АТ «Українські енергетичні машини», ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» та учбовий процес аспірантів ІЕМС.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлено і вирішено науково-практичну проблему покращення енергетичних і пульсаційних характеристик і розширення діапазону експлуатації турбін різного типу для ГЕС і ГАЕС шляхом гідродинамічного удосконалення ПЧ на основі сучасних експериментальних і чисельних методів. Відповідно до поставленої мети та завдань одержано такі наукові та практичні результати:

1. На основі аналізу науково-технічних джерел за темою дисертації встановлено, що перспективними методами розв'язання поставлених задач є гідродинамічне удосконалення проточних частин за допомогою просторового профілювання лопатей робочих коліс та впровадження нових технічних рішень – застосування сплітерних робочих коліс і встановлення вирівнювальних ребер у відсмоктувальну трубу.

2. Обґрунтовано ефективність застосування вдосконаленого програмного комплексу чисельного моделювання течії нестисливої в'язкої рідини *IPMFlow* для визначення енергетичних характеристик осьових і радіально-осьових турбін; доведено, що висока збіжність якісних та кількісних показників моделювання із даними фізичного експерименту (зокрема, похибка визначення максимального ККД турбіни Френсіса РО45 при розрахунковому напорі становить 0,32 %, а при максимальному – 0,14 % при ідентичності форми кривих) дозволяє замінити коштовні стендові випробування на чисельні на етапі проєктування.

3. Доведено, що запропонований удосконалений метод просторового профілювання лопатей осьових робочих коліс за допомогою втулкових і периферійних, колових і осьових навалів дає змогу цілеспрямовано впливати на структуру потоку і на основі кращого узгодження течії в робочому колесі і відсмоктувальній трубі підвищувати ефективність турбін для ГЕС.

4. Встановлені в чисельний спосіб закономірності впливу комбінованих периферійних навалів лопатей на структуру течії та енергетичні характеристики дозволили створити нове перспективне робоче колесо осьової поворотно-лопатевої турбіни. Доведено його високу енергетичну ефективність порівняно з сучасним базовим устаткуванням (на прикладі турбіни Кременчуцької ГЕС): на розрахунковому режимі досягнуто збільшення максимального ККД на 0,87 % із одночасним зростанням потужності на 0,516 МВт.

5. На основі аналізу результатів комплексних чисельних та експериментальних досліджень особливостей течії рідини у моделях насос-турбін на напори 80–125 м науково обґрунтовано перспективність застосування робочих коліс підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми і збільшеною висотою напрямного апарату, що забезпечило приріст максимального ККД в турбінному режимі на 0,85 %, а в насосному – на 0,50 % відносно моделі з традиційним робочим колесом, при одночасному розширенні діапазону його надійної експлуатації.

6. Доведено, що запропонований метод просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс насос-турбін, який базується на застосуванні навалів у коловому напрямку, дозволяє суттєво впливати на структуру потоку в елементах проточних частин, що забезпечує підвищення енергетичних характеристик у широкому діапазоні робочих режимів.

7. Встановлено, що застосування колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьового типу практично не впливає на режимні параметри оптимальної точки універсальної характеристики; застосування негативного колового навалу в робочому колесі РК5217М2 призвело до підвищення максимального ККД в турбінному режимі на 0,67 % відносно вихідного варіанту, при номінальному напорі в діапазоні витрат 0,300–0,470 $м^3/с$ підвищення становить 1,1–2,0 %; в насосному режимі підвищення максимального ККД становить 0,35 %.

8. Експериментально встановлено, що застосування негативних колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьових насос-турбіни на напори до 200 метрів призводить до зниження рівня пульсацій тиску у дифузорі відсмоктувальної трубі майже у всьому діапазоні експлуатації в турбінному режимі, їх рівень не перевищує 8 %, що є обов'язковою умовою технічного завдання на проєктування агрегатів Дністровської ГАЕС.

9. Встановлені в експериментальний спосіб закономірності впливу геометричних параметрів робочих коліс (кути колових навалів, кількість лопатей, форма кромок) насос-турбін на енергетичні показники дозволили розробити перспективну модель насос-турбіни ОРО5252М7 на параметри Дністровської ГАЕС, що в турбінному режимі при номінальному напорі має ККД на 2,1–2,3 % вище, ніж у встановлених на 1–4 агрегатах.

10. В експериментальний спосіб визначено, що встановлення стабілізуючих вирівнювальних ребер в дифузор відсмоктувальної труби моделі насос-турбіни дозволило забезпечити цілеспрямоване обмеження впливу вихрового джгута на режимах часткового навантаження та знизити значення амплітуд пульсацій тиску на таких режимах до 50 % (залежно від витрати і напору); довжина вирівнювальних ребер не має істотного впливу на рівень пульсацій в усьому діапазоні роботи.

11. Встановлені в експериментальний і чисельний спосіб закономірності впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності на структуру потоку та енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах дозволили спроєктувати робоче колесо зі сплітером з підвищеною ефективністю роботи в зоні часткових навантажень.

12. Результати дисертаційної роботи впроваджено на АТ «Українські енергетичні машини» в проєкти розроблення проточних частин низьконапірних осьових поворотно-лопатевих турбін для реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду і радіально-осьових насос-турбін третьої черги Дністровської ГАЕС; в ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» при розробленні радіально-осьових турбін РО45 для ГЕС Дхаліпур, Індія, а також в учбовий процес аспірантів ІЕМС ім. А.М. Підгорного НАН України.

13. Результати досліджень, що становлять основу дисертаційної роботи, отримали високу оцінку наукової і науково-технічної спільноти України: у 2020 р. за цикл робіт «Науково-технічні основи моделювання та проектування високоефективних проточних частин енергетичних турбоустановок» здобувачу рішенням Президії НАН України присуджена премія імені Г.Ф. Проскури НАН України (за видатні роботи в галузі енергетики), у 2021 р. за роботу «Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України» присуджено звання лауреата Національної премії України імені Бориса Патона, обидві у співавторстві.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії:

1. Русанов А.В., Гнесін В.І., Хорєв О.М., Жандковскі Р., Колодяжна Л.В., Косьянова А.І., Косьянов Д.Ю., Пащенко Н.В., Русанов Р.А., Сухоребрий П.М., Чугай М.О. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок /ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанов. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с. ISBN 978-966-680-866-3.

2. Суботін В.Г., Осадчий С.Д., Рассовський В.Л., Бураков О.С., Єфименко В.М. , Коршунов О.О., Кобзар І.В., Ковальов Ю.М., Хорєв О.М., Калініна Л.Г. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України/ Харків: ПрАТ «Укргідропроект», 2021. ФОП Рубашкін Д.Ю. 248 с. ISBN: 978-617-8001-04-9.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації у фахових виданнях:

3. Русанов А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2010. т. 13, №4. – С. 15–23.

4. Дедков В.Н. Разработка и исследование ортогональной микроГЭС на малые напоры/ В.Н. Дедков, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2009. – т. 12, №3. С. 21–27.

5. Русанов А.В. Численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2010. №5/7 (47). – С. 33–36.

6. Русанов А.В. Численное исследование физических процессов в проточной части осевой поворотно-лопасной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2011. – № 10 (87). – С. 49–53.

7. Русанов А.В. Расчетное исследование пространственного течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – Харьков, 2011. – т. 14, №4. – С. 16–24.

8. Городецкий Ю.В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой

гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости/Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Прикладная гидромеханика. – Киев, − 2012.– Том. 14 (86), №3. – С. 45–54.

9. Русанов А.В. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5/ А.В. Русанов, А.И. Косьянова, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Наука та інновації. − Київ, 2013.– Вип. 1. – С. 33–40. ISSN 1815-2066.

10. Хорев О.Н. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере радиально-осевой гидромашины/ Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2013. №1/8 (61). – С. 41–45.

11. Хорев О.Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины/ Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №37(1010). – С. 206–214.

12. Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев, А.В. Рябов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вип. 1 (1044). – С. 41–48.

13. Русанов А.В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 3 (1012). – С. 8–12.

14. Русанов А.В. Влияние сложного окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый// Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2015. Вип. 18 (1127). – С. 130–141.

15. Русанов А.В. Численное исследование течение жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 45 (1154) 2015. – С. 9–15.

16. Русанов А.В. Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, С.А. Рябова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 20 (1192). – С. 8–14.

17. Русанов А.В. Влияние окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый// Вестник

двигателестроения. – 2016. – №2. – С. 25–30.

18. Линник А.В. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции /А.В. Линник, С.А. Рябова, В.Д. Линник, А.В. Рябов, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 3. – С. 12–19.

19. Русанов А.В. Влияние осевого навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики течения в проточной части/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2016. Вип. 16 (1188). – С. 85–93.

20. Русанов А.В. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57.

21. Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в проточной части низконапорной осевой гидротурбины /А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый, Н. М. Курская // Журнал інженерних наук. – 2016. – Т. 3, № 2. – С. 8–17.

22. Русанов А.В. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, П.Н. Сухоребрый, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2018. № 17 (1293). – С. 4–8.

23. Русанов А.В. Проектирование рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины на условия Каневской ГАЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 1. – С. 17–24. https://doi.org/10.20998/2411-3441.2019.1.03.

24. Русанов А.В. Чисельне моделювання робочого процесу в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни РО45/ А.В. Русанов, О.М. Хорєв, Ю.А. Биков, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 2. – С. 22–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03.

25. Rusanov A. V., Subotin V. H., Khoryev O. M., Bykov Y. A., Korotaiev P. O., Ahibalov Y. S. *Effect of 3D Shape of Pump-Turbine Runner Blade on Flow Characteristics in Turbine Mode*. J. of Mech. Eng. **25**(2022), No. 4, pp. 6–13. https://doi.org/10.15407/pmach2022.04.006.

26. Khoryev O., Lynnyk O., Korotaiev P., Bykov Yu., Ahibalov Ye. *Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics.* Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, № 3. pp. 56–62. https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-3/056. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

27. Rusanov A., Subotin V., Khoryev O., Lynnyk O., Bykov Yu., Korotaiev P., Ahibalov Ye. Experimental studies of pressure pulsations in draft tube diffuser of pump-turbine models for head up to 200 m. *Sci.innov*.2024. 20 (3). pp. 53–66. https://doi.org/10.15407/scine20.03.053. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

28. Khoryev O.M., Rusanov A.V., Lynnyk O.V., Korotaiev P.O., Bykov Yu.A., Ahibalov Ye.S., Maksymenko-Sheiko K.V. Effect of geometrical parameters of pump-turbine runners on energy characteristics. Vidnovluvana Energetika. №3/2025. pp. 164–172. https://doi.org/10.36296/1819-8058.2025.3(82). (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Роботи апробаційного характеру:

29. Русанов А.В. Експериментальні і чисельні дослідження моделей радіально-осьових насос-турбін зі сплітером в турбінному режимі / Русанов А.В., Хорєв О.М., Агібалов Є.С., Биков Ю.А., Коротаєв П.О.// Актуальні проблеми інженерної механіки. Тези доповідей. Одеса. 2020. – С. 174–177.

30. Rusanov A., Khoryev O., Agibalov , Bykov Y., Korotaiev P. *Experimental research of Francis pump-turbines with splitters in a pump mode.* In 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), pp. 183–187, 2020. https://doi.org 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250157. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

31. Rusanov, A., Khoryev, O., Agibalov, Y., Bykov, Y., & Korotaiev, P. (2021). *Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with spliters in turbine mode*. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., & Kritskiy, D. (eds.). *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Cham: Springer, vol 188, pp. 427–439. https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_36. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

32. Khoryev O., Korotaiev P., Agibalov Y., Bykov Y., Maksymenko-Sheiko K.: *Experimental Studies of Pump-Turbine Flow Part Models at Heads of 80–120 m.* In: Advances in Mechanical and Power Engineering, CAMPE 2021, pp. 24–33, Kharkiv, 18-20 October, 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_3.
(*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

33. Суботін В.Г. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду/В.Г. Суботін, С.Д. Осадчий, В.Л. Рассовський, О.С. Бураков, В.М. Єфименко, О.О. Коршунов, І.В. Кобзар, Ю.М. Ковальов, О.М. Хорєв, Л.Г. Калініна//Гідроенергетика України. – 2021. – №3–4. – С. 23–30.

34. Bykov Y., Khoryev O., Korotaiev P., Dedkov V., Agibalov Y.: *Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs*. In: Proc. of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, 589-594, Kharkiv, 3–7 October, 2022. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916461. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

35. Rusanov A., Khoryev O., Ahibalov Ye., Korotaiev P., Bykov Yu. *Experimental Studies of Diffuser Fins Effect in Pump-Turbine Draft Tube on Pressure Pulsation in Turbine Mode. Advances in Mechanical and Power Engineering II*. Selected Papers from The International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE 2023), October 16-19, 2023. pp. 23–32. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82979-6-3. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Патент:

36. Русанов А.В., Хорєв О.М., Коротаєв П.О., Агібалов Є.С., Биков Ю.А. Робоче колесо радіально-осьової насос-турбіни. Патент UA 161637 U; F03B 3/12

опубл. 25.12.2025 р, бюл. №52, т. 1 – заяв. u202405711, 03.12.2024.

АНОТАЦІЯ

Хорєв О.М. Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки. Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків, 2026.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми, яка полягає в подальшому розвитку теорії і практики створення високоефективних турбін різного типу для ГЕС і ГАЕС і розширення діапазону їх роботи на основі гідродинамічного удосконалювання і застосування конструктивних рішень за допомогою сучасних чисельних і експериментальних методів досліджень.

Запропоновано та реалізовано новий підхід до просторового профілювання лопатей робочих коліс осьових турбін за допомогою різних видів навалів: простих і складних, периферійних і втулкових, колових і осьових навалів, що дозволяє узгоджувати форму лопатей з потоком рідини, що натікає, в області вхідних кромок та у каналі робочого колеса. Визначено закономірності впливу навалів на структуру потоку, енергетичні та кавітаційні характеристики проточної частини. Вперше встановлено вплив навалів на структуру потоку і енергетичні характеристики потоку у відсмоктувальній трубі.

Застосування комбінованого периферійного навалу (одночасно в осьовому та коловому напрямах) в новому робочому колесі ПЛ20/5251 дозволило підвищити значення максимального ККД натурної турбіни Кременчуцької ГЕС на 0,87 %, а потужності при цьому режимі на 0,516 МВт.

Проведено детальне дослідження характеристик течії в усіх елементах проточної частини насос-турбіни на напори до 200 м, що дозволило визначити резерви для підвищення її ефективності.

З метою розширення діапазону ефективної роботи розроблено, чисельно та експериментально досліджено моделі насос-турбін на напори 80-125 м, робочі колеса підвищеної швидкохідності яких мали збільшену кількість лопатей суттєво просторової форми і збільшену висоту в області напірної кромки. Встановлено, що застосування таких коліс призвело до покращення енергетичних характеристик як в турбінному, так і в насосному режимах.

Запропоновано метод підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації радіально-осьових насос-турбін за рахунок застосування робочих коліс з додатковими вкороченими лопатями – сплітерами. Встановлено вплив кількості лопатей і довжини сплітера на структуру потоку і енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах. На основі отриманих залежностей спроєктовано колесо з 6 основними лопатями і 6 сплітерами довжиною 65 % від основних, що має найкращі показники в турбінному режимі при часткових навантаженнях.

Запропоновано метод просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс, що базується на застосуванні навалів у коловому

напрямку та дозволяє суттєво впливати на структуру потоку і на енергетичні та пульсаційні характеристики. Досліджено моделі з вихідним варіантом – з РК Дністровської ГАЕС (кут нахилу напірної кромки φ=+10º), та з позитивним (φ=+45º) і негативними (φ=-45º) навалами. Негативний коловий навал в турбінному режимі призвів до підвищення максимального ККД на 0,67 % відносно вихідного варіанту, а при номінальному напорі в діапазоні витрат 0,300–0,470 м^3/с підвищення становить 1,1–2,0 %. В насосному режимі застосування негативного колового навалу призвело до підвищення максимального ККД на 0,35 %. Дослідження впливу навалів на рівень пульсацій у дифузорі відсмоктувальної труби показали, що кращі характеристики практично на всіх режимах має робоче колесо з негативним коловим навалом.

Вперше в експериментальний спосіб визначено, що встановлення ребер в дифузор відсмоктувальної труби насос-турбіни дозволяє помітно знизити вплив вихрового джгута і амплітуди низькочастотних пульсацій тиску (частоти менше оборотної) на часткових режимах роботи турбіни. Довжина ребер не має істотного впливу на рівень пульсацій в усьому діапазоні роботи насос-турбіни.

В експериментальний спосіб встановлено вплив кількості лопатей і форми всмоктувальної кромки на характеристики насос-турбін.

Результати досліджень впроваджено в проєкти Кременчуцької ГЕС, Дністровської ГАЕС та ГЕС Дхаліпур (Індія).

Ключові слова: чисельні дослідження, гідродинамічний стенд, насос-турбіна, турбіна Каплана, турбіна Френсіса, проточна частина, спіральна камера, статор, напрямний апарат, робоче колесо, сплітер, відсмоктувальна труба, енергетичні характеристики, пульсаційні характеристики.

ABSTRACT

Khoryev O.M. Scientific fundamentals for improving the technical characteristics of turbomachinery for hydro and pumped storage power plants.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.05.16 – turbomachines and turboinstallations. Anatolii Pidhorny Institute of Power Machines and Systems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2026.

The dissertation is devoted to solving the urgent scientific and applied problem of further development of the theory and practice of creating high-efficiency turbines of various types for HPPs and PSPs and expanding the range of their operation based on hydrodynamic improvement and application of design solutions.

A new approach to the spatial profiling of Kaplan turbine runner blades using different types of lean: simple and complex, peripheral and hub, circumferential and axial lean, which allows to match the shape of the blades with the flow of the incoming fluid in the area of the inlet edges and in the runner channel. The regularities of the impact of the leans on the flow structure, energy and cavitation characteristics are established.

The use of a combined peripheral lean made it possible to increase the maximum efficiency of the Kaplan turbine at the Kremenchuk HPP by 0.87 %, and the power in this mode by 0.516 MW.

In order to expand the range of efficient operation, models of pump-turbines for

heads of 80-125 m with increased speed were investigated, the runners of which had an increased number of blades of a significantly spatial shape and increased height in the area of the pressure edge. It was found that the use of such runners led to an improvement in energy characteristics in both turbine and pump modes.

The method of increasing the efficiency and expanding the range of operation of radial-axial pump-turbines by using runners with additional shortened blades - splitters - was further developed. The influence of the number of blades and the length of the splitter on the flow structure and energy characteristics in the turbine and pump modes was determined. Based on the obtained dependences, a runner with 6 main blades and 6 splitters with a length of 65 % of the main blades was designed, which has the best performance in the turbine mode.

A method of spatial profiling of radial-axial runner blades based on the use of leans in the circumferential direction is proposed, which allows to significantly affect the flow structure and energy and pulsation characteristics. The models with the original variant - with the runner of the Dniester PSPP (pressure edge angle $\varphi=+10^{o}$), and with positive ($\varphi=+45^{o}$) and negative ($\varphi=-45^{o}$) leans were investigated. The negative circumferential lean in the turbine mode resulted in improved pulsation characteristics behind the runner and an increase in maximum efficiency by 0.67 %, and in the pump mode by 0.35 % compared to the original version.

For the first time, the effect of installing fins in the diffuser of the pump-turbine draft tube on the pulsation characteristics in partial operating modes was determined.

The research results were implemented in the projects of Kremenchuk HPP, Dniester PSPP, and Dhalipur HPP (India).

Keywords: numerical studies, hydrodynamic stand, pump-turbine, Kaplan turbine, Francis turbine, flow part, spiral case, stay vanes, guide vanes, runner, splitter, draft tube, energy characteristics, pulsation characteristics.