

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

**РЯБОВА СВІТЛАНА ОЛЕКСАНДРІВНА**



УДК 621.224

**ГІДРОДИНАМІЧНЕ УДОСКОНАЛЕННЯ ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ  
ГІДРОТУРБИНИ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ПРОСТОРОВОГО  
ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТЕЙ РОБОЧОГО КОЛЕСА**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків–2017

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано у відділі гідроаеромеханіки енергетичних машин Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор,  
член-кореспондент НАН України  
**Русанов Андрій Вікторович**,  
Інститут проблем машинобудування  
ім. А.М. Підгорного НАН України,  
директор

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Черкашенко Михайло Володимирович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
завідувач кафедри гідравлічних машин

кандидат технічних наук, доцент  
**Роговий Андрій Сергійович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет,  
доцент кафедри теоретичної механіки і гідравліки

Захист відбудеться « 26 » червня 2017 р. о 14:30 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

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

Автореферат розісланий « 26 » травня 2017 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Основу гідроенергетики України складають каскади ГЕС, гребель і водосховищ на річках Дніпро і Дністер. З 105 агрегатів, встановлених на ГЕС Дніпровського та Дністровського каскадів, 87 оснащені осьовими повороттно-лопатевими гідротурбінами. На сьогодні 55 агрегатів модернізовано, а 21 агрегат відпрацював свій нормативний ресурс, не відповідає повною мірою сучасним вимогам до енергосистеми і потребує модернізації. Модернізація морально і фізично застарілого енергетичного обладнання є одним з пріоритетних напрямків розвитку гідроенергетики України.

При проектуванні проточних частин гідротурбін використовують розрахункові та експериментальні методи дослідження. На сьогодні є доцільним розширення частки чисельного експерименту для скорочення обсягу фізичного експерименту на гідродинамічних стендах. Такий підхід забезпечує розробку проточних частин з високими енергокавітаційними показниками, скорочення терміну і вартості проектних робіт. Посилення ролі чисельного експерименту стало можливим завдяки розробці більш досконалих математичних моделей течії, гідродинамічних методів проектування проточних частин та розрахунку потоку, а також обчислювальних методів і алгоритмів.

Розробкою проточних частин, вивченням робочого процесу низьконапірних повороттно-лопатевоїх гідротурбін і підвищенням ефективності їх роботи займалися вчені: Гутовський Е. В., Колтон А. Ю., Квятковський В. С., Топаж Г. І., Етінберг І. Е., Гольдін А. В., Полушкін В. Н., Веремеєнко І. С., Косторной С. Д., Хорєв О. М., Wu H., Nilsson H., Schilling R., Jonsson P. P. та ін.

Враховуючи тенденції розвитку теорії проектування та розрахунку проточних частин гідротурбін, удосконалення лопатевих систем робочого колеса методом просторового профілювання є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрямок дослідження дисертаційної роботи.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Дисертаційну роботу виконано у відділі гідроаеромеханіки енергетичних машин ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України у рамках держбюджетних тем НАН України: «Розробка наукових основ вирішення пов'язаних завдань аерогідродинаміки і пружних коливань з використанням ефективних методів розрахунку і експериментальних досліджень в'язких течій в турбомашинах» (№ ДР 0105U00264); «Удосконалення робочих процесів в проточних частинах енергетичних машин на основі методів математичного і фізичного моделювання просторових в'язких течій рідини і газу» (№ ДР 0114U001440), в яких здобувач є виконавцем окремих етапів.

**Мета і задачі дослідження.** *Мета дослідження* – покращення енергетичних характеристик проточної частини низьконапірної осьової гідротурбіни за рахунок просторового профілювання лопатей робочого колеса.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні задачі:

- проаналізувати напрямки гідродинамічного удосконалення проточних частин осьових гідротурбін;
- проаналізувати і вибрати методи дослідження гідродинамічних процесів у проточних частинах осьових гідротурбін;

– розробити підхід до просторового профілювання лопатей робочих коліс осьових гідротурбін за допомогою складних осьових і окружних навалів;

– визначити основні закономірності впливу різних форм складних навалів лопатей осьового робочого колеса на структуру течії та інтегральні характеристики низьконапірних осьових гідротурбін на основі математичного моделювання робочого процесу в проточних частинах;

– розробити варіант робочого колеса з навалами лопатей низьконапірної осьової гідротурбіни з покращеними енергетичними показниками.

*Об'єкт дослідження* – гідродинамічні процеси в проточній частині низьконапірної осьової гідротурбіни.

*Предмет дослідження* – вплив просторового профілювання лопатей робочого колеса на структуру течії та гідродинамічні характеристики проточної частини низьконапірної осьової гідротурбіни.

**Методи дослідження.** У роботі використовувалися чисельні та експериментальні методи дослідження. Математичне моделювання гідродинамічних процесів в проточних частинах низьконапірних осьових гідротурбін здійснювалося із застосуванням методів обчислювальної гідрогазодинаміки, які реалізовані в програмному комплексі *IPMflow*.

Експериментальні дослідження виконувалися на енерго-кавітаційному стенді спеціального конструкторського бюро «Турбогідромаш» ПАО «Турбоатом» (м. Харків).

#### **Наукова новизна одержаних результатів:**

– отримало подальший розвиток дослідження впливу параметрів потоку на вході в розрахункову область на характеристики проточної частини, встановлено діапазон режимів роботи низьконапірної вертикальної осьової турбіни, при яких забезпечується рівномірний розподіл гідродинамічних величин в окружному напрямку на вході в робоче колесо;

– вперше запропоновано підхід до просторового профілювання лопатей робочих коліс осьових гідротурбін, заснований на застосуванні складних навалів в осьовому й окружному напрямках, який дозволяє покращити енергетичні характеристики проточної частини низьконапірної осьової гідротурбіни;

– вперше встановлено закономірності впливу окружних і осьових навалів лопатей робочих коліс осьової гідротурбіни на структуру потоку та інтегральні енергетичні показники, що використовуватимуться при проектуванні та модернізації проточних частин.

#### **Практичне значення отриманих результатів** для гідротурбобудування:

1. Запропоновано метод просторового профілювання лопатей робочих коліс, заснований на застосуванні складних осьових, окружних і комбінованих навалів, що дозволяє підвищити якість проектування та ефективність проточних частин осьових гідротурбін.

2. Для використання при проектуванні та модернізації осьових гідротурбін встановлено закономірності впливу навалів лопатей робочих коліс на структуру потоку та гідродинамічні характеристики в широкому діапазоні режимних параметрів, які складають основу подальшого удосконалення проточної частини.

3. Розроблено варіант робочого колеса з комбінованим навалом лопатей з

покращеними енергетичними показниками, який планується використати при модернізації гідротурбін Кременчуцької ГЕС.

4. Результати дисертаційного дослідження використовуються в ПАТ «Турбоатом» при розробці проточних частин низьконапірних осьових гідротурбін.

**Особистий внесок здобувача.** Положення і результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримано здобувачем особисто. Серед них: проведено аналіз енерго-кавітаційних характеристик серії проточних частин модельних гідротурбін ПЛ20 за результатами комплексних розрахунково-теоретичних і експериментальних досліджень; проаналізовано структуру потоку в усіх елементах проточної частини в широкому діапазоні режимів роботи за результатами чисельного моделювання просторової течії в'язкої нестисливої рідини; проаналізовано вплив параметрів потоку на вході в розрахункову область на характеристики проточної частини, встановлено діапазон режимів роботи низьконапірної вертикальної осьової турбіни, що забезпечує рівномірний розподіл гідродинамічних величин в окружному напрямку на вході в робоче колесо; встановлено залежності впливу складного окружного і осьового навалів лопатей робочих коліс на структуру течії та енергетичні показники проточної частини гідротурбіни; розроблено робоче колесо з комбінованим навалом лопатей, яке має покращені енергетичні показники та може бути використане при модернізації гідротурбін Кременчуцької ГЕС.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідались та обговорювались на: Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2005 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2009 р.); XXI Міжнародному конгресі двигунобудівників (с.м.т. Коблево, 2016 р.); конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, 2016 р.); XXII Міжнародній науково-практичній конференції «Фізичні і комп'ютерні технології» (м. Харків, 2016 р.).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено у 11 наукових публікаціях, з них: 9 статей у наукових фахових виданнях України (7 – у виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз), 2 – у матеріалах конференцій.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 157 сторінок основного тексту, з них 59 рисунків за текстом; 2 рисунка на 2 окремих сторінках; 9 таблиць за текстом; 2 таблиці на 2 окремих сторінках; 201 найменування використаних джерел на 23 сторінках; 2 додатка на 3 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність та доцільність дисертації, сформульовано її мету і задачі, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, наукову новизну та практичну значущість роботи, подана інформація про апробацію та публікації основних наукових положень, які містить дисертація.

У **першому розділі** проаналізовано сучасний стан гідродинамічного удосконалення проточних частин (ПЧ) потужних осьових поворотно-лопатових (ПЛ) гідротурбін (ГТ). Виконано огляд технічного стану парку гідротурбін ГЕС України. Показано, що одним з основних та пріоритетних напрямків розвитку гідроенергетики України є модернізація енергетичного обладнання, яке відпрацювало свій нормативний ресурс.

Проаналізовано основні напрямки і підходи до гідродинамічного удосконалення ПЧ поворотно-лопатових ГТ. Визначено, що перспективним напрямком підвищення ефективності ПЧ гідромашини є гідродинамічне удосконалення її елементів на основі математичного моделювання в'язких просторових течій нестисливої рідини.

На підставі проведеного аналізу вибрано напрямки та методи дослідження, які полягають в підвищенні ефективності ПЧ осьової низьконапірної ГТ за допомогою просторового профілювання лопатей робочого колеса (РК).

**Другий розділ.** Для проведення комплексних розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень робочого процесу застосовувалися методи математичного моделювання тривимірних течій та фізичного експерименту на гідродинамічному стенді.

Метод математичного моделювання в'язких просторових течій нестисливої рідини в проточних частинах гідротурбін, реалізований у програмному комплексі *IPMflow*, базується на чисельному інтегруванні рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість  $\beta$

$$\frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x} (E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y} (F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z} (G_i + G_v) = H,$$

де  $Q = (P/\beta, u, v, w, k, \omega)^T$ ;  $P = \frac{P}{\rho_*}$ ;  $H = (0, g, y\Omega^2 + 2w\Omega, z\Omega^2 - 2v\Omega, H_k, H_\omega)^T$ ;

$$H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6; H_\omega = \left[ \frac{\gamma}{v_i} P_k - \beta \omega^2 f_4 + (1 - f_1) \frac{2}{\omega \sigma_{\omega 2}} C_D \right] f_7;$$

$$E_i = (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T; F_i = (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T;$$

$$G_i = (w, wu, wv, w^2 + P, vw, wk, w\omega)^T; E_v = (0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^T;$$

$$F_v = (0, -\tau_{xy}, -\tau_{yy}, -\tau_{yz}, -\chi_{ky}, -\chi_{\omega y})^T; G_v = (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T;$$

$x, y, z, t$  – декартові координати і час;  $Q$  – вектор консервативних змінних;  $E_i, F_i, G_i$  – вектори потоків (нев'язка частина);  $E_v, F_v, G_v$  – вектори потоків (в'язка частина);  $p, P, u, v, w$  – статичний і кінематичний тиск,

компоненти вектора швидкості;  $k$ ,  $\omega$  – кінетична енергія турбулентності, питома швидкість дисипації;  $\rho_*$  – щільність рідини.

Коефіцієнт штучної стисливості рідини  $\beta$  для забезпечення високої швидкості збіжності рекомендується вибирати з наступних співвідношень:  $\beta = \max(0.3, r(u^2 + v^2 + w^2))$ ,  $r = 1 \dots 5$ , або  $\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0$ ,  $\delta_1 = 1 \dots 5$ ,  $0 < \delta_0 \ll 1$ .

Моделювання турбулентних ефектів виконується за допомогою диференціальної двопараметричної моделі SST Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку апроксимації за простором і часом.

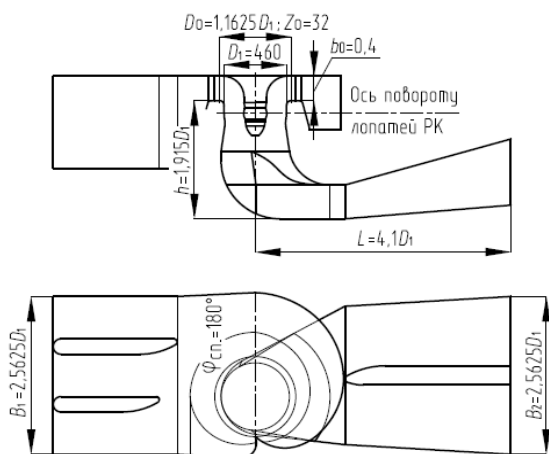
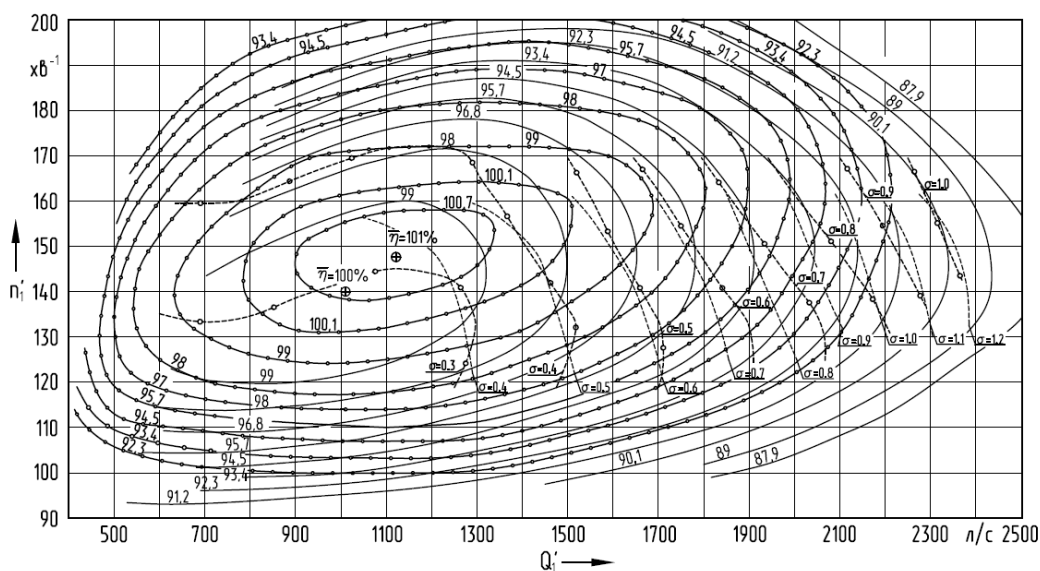


Рисунок 1 – Схема ПЧ модельної гідротурбіни Кременчуцької ГЕС

Представлено опис енерго-кавітаційного стенду ЕКС-100 спеціального конструкторського бюро «Турбогідромаш» ПАТ «Турбоатом», характеристики якого відповідають вимогам міжнародного коду ІЕС60193. Описано засоби, методику вимірювань та розрахунку основних параметрів; представлено методику проведення випробувань ГТ на стенді. На рис. 1 наведено схему ПЧ модельної гідротурбіни ПЛ20 Кременчуцької ГЕС.

Виконано аналіз результатів комплексних розрахунково-теоретичних і експериментальних досліджень ПЧ модельних ГТ ПЛ20. Крайні енерго-кавітаційні показники отримано в ПЧ з РК ПЛ20/3271у. На рис. 2 наведено порівняння ізоліній відносного ККД  $\bar{\eta}_m$  та кавітаційного коефіцієнта  $\sigma$  у полі універсальних характеристик моделей базової ПЧ з РК ПЛ20/661 і модернізованої ПЧ з РК ПЛ20/3271у. Зна-



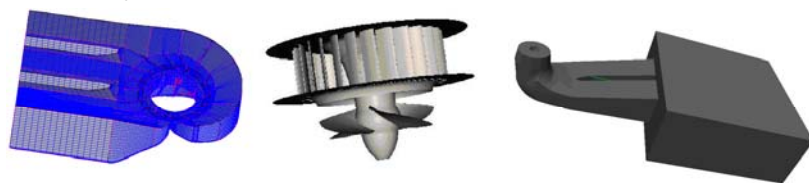
— ПЧ ПЛ20/661; -o- ПЧ ПЛ20/3271у

Рисунок 2 – Порівняння ізоліній відносного ККД  $\bar{\eta}_m$  та кавітаційного коефіцієнта  $\sigma$  у полі універсальних характеристик моделей базової ПЧ з РК ПЛ20/661 і модернізованої ПЧ з РК ПЛ20/3271у

чення максимального ККД зросло на 1 %, вдалося розширити зону роботи ГТ з модернізованою ПЧ у порівнянні з базовим варіантом у всьому діапазоні приведених витрат  $Q_I'$  та частоти обертання  $n_I'$ , а також підвищити кавітаційні характеристики.

У **третьому розділі** наведено результати чисельного дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в ПЧ гідротурбіни ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС.

На рис. 3 наведено комп'ютерну модель елементів ПЧ гідротурбіни. Дискретизація досліджуваної ПЧ виконувалася за допомогою неструктурованої сітки із шестикутними елементами. Загальне число елементів 5,480 млн: спіральна камера (СК) з колонами статора – 2,84 млн, один міжлопатковий канал направляючого апарату (НА) – 518 тис., один міжлопатковий канал РК – 622 тис., відсмоктувальна труба (ВТ) – 1500 тис.



а) б) в)

Рисунок 3 – Комп'ютерна модель ПЧ ГТ: СК з колонами статора (а); НА та РК (б); ВТ з баком (в)

Чисельні дослідження виконувалися для моделі з діаметром РК  $D_1=1$  м при напорі  $H=1$  м. Розрахунки проводилися для двох кутів установки лопаті РК: оптимального  $\varphi_{л}=15^\circ$  і максимального  $\varphi_{л}=35^\circ$ , при десяти значеннях відкриття НА  $a_0$  і відповідних їм величинах приведеної витрати  $Q'_l$  і частоти обертання  $n'_l$ , визначених за універсальною характеристикою ПЛ20/3271у-В-46 (табл. 1).

Таблиця 1 - Режимні параметри при розрахункових дослідженнях

Параметри	Режими									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$\varphi_{л}=15^\circ$					$\varphi_{л}=35^\circ$				
$a_0^*$ , мм	22,5	25	26	27,5	30	32,5	34	35	36	37,5
$Q'_l$ , л/с	950	1071,4	1117,9	1185,7	1317,8	1980	2131	2240	2364	2560
$n'_l$ , хв <sup>-1</sup>	123,2	145,3	152,9	162,9	182,1	120,8	131,9	140,0	149,3	164
ККД, %	89,2	90,7	90,65	90,05	88	83,0	82,7	81,8	80,5	76,8

\* – відкриття для моделі ПЧ з діаметром РК  $D_1=460$  мм, які наведено на універсальній характеристиці.

Отримано та проаналізовано характеристики потоку в усіх елементах ПЧ ГТ на всіх режимах. Виявлено особливості течії в СК з меридіональними перетинами розвиненими вниз, що характеризуються наявністю в нижній частині перетинів областей, де значення швидкостей близькі до нуля (рис. 4).

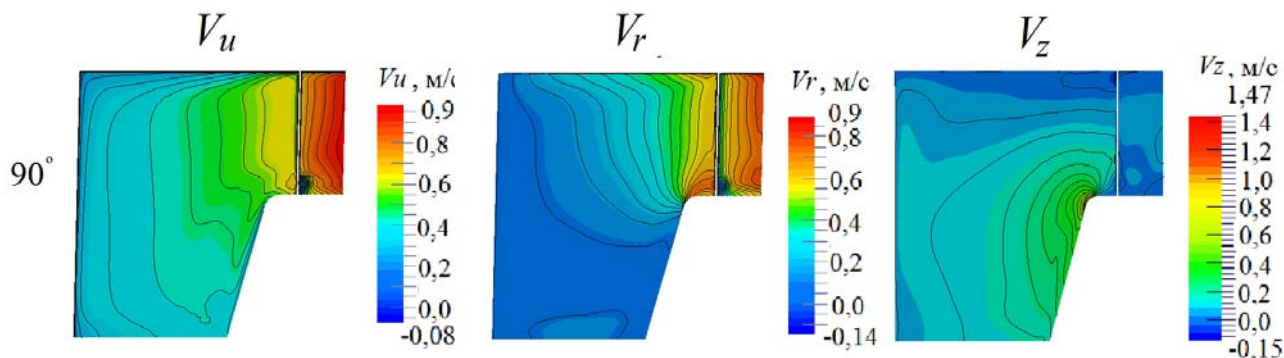


Рисунок 4 – Поля компонент швидкості та її складових у меридіональних перетинах СК  $\varphi_{ср}=90^\circ$  при  $Q'_l=1117,9$  л/с (режим 3)



Чисельними дослідженнями визначено, що при обтіканні статорних колон дев'ять колон, розташованих в спіральній частині камери, обтікаються рівномірним потоком (рис. 5). У відкритій частині камери, де встановлено колони чотирьох різних типів, обтікання погіршується, за колонами присутній розвинений гідродинамічний слід, який досягає області лопаток НА.

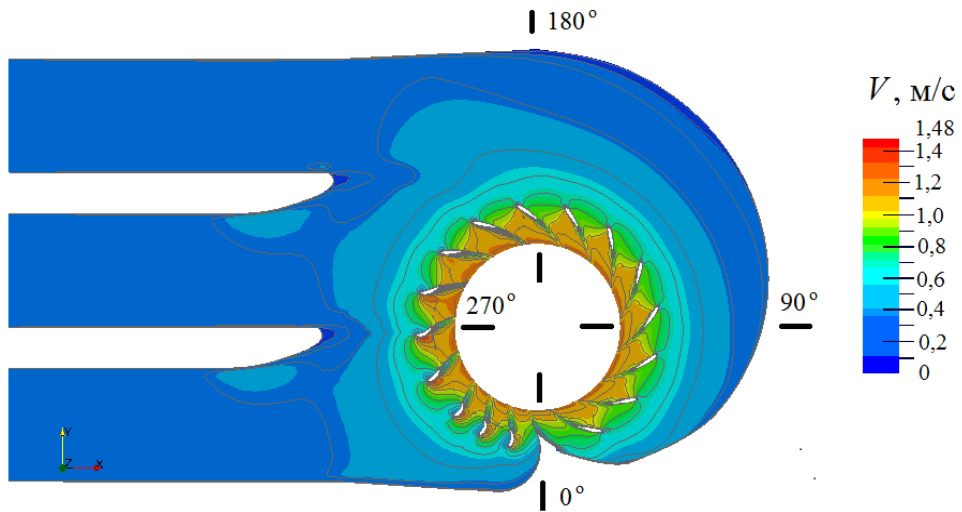


Рисунок 5 – Розподіл абсолютної швидкості  $V$  в середньому по висоті направляючого апарату перетині при  $Q_I' = 1117,9$  л/с (режим 3) камери – зростає до  $76^\circ$  (рис. 6).

При дослідженні течії в розрахункових областях, що включають по одному каналу НА і РК, для всіх режимів проведено розрахунки при трьох значеннях кутів натікання потоку на направляючий апарат, відповідних розташуванню лопаток НА відносно спіральної та відкритої частин СК:

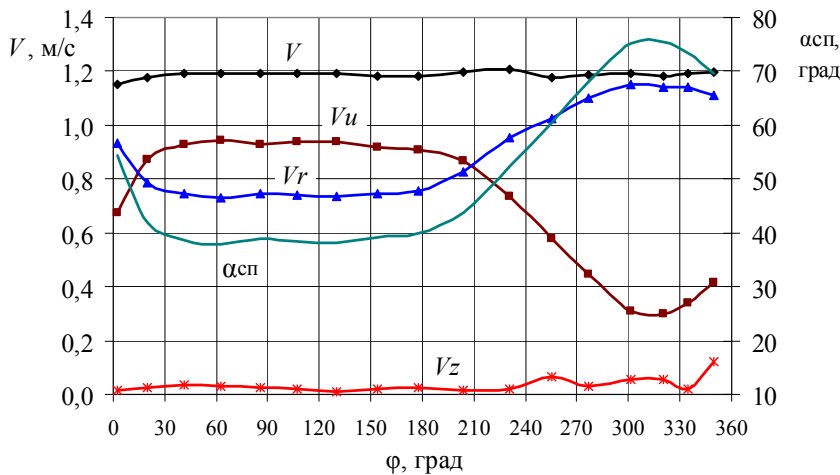


Рисунок 6 – Розподіл осереднених по висоті каналу значень абсолютної швидкості, її складових і кута потоку за кутом обхвату СК (витрата  $Q_I' = 1117,9$  л/с; режим 3)

рність потоку, і структура течії на вході в РК і, отже, характер течії в міжлопатевому каналі РК мало залежать від величини вхідного кута в розрахункову область (рис. 7 а). При подальшому збільшенні відкриття НА окружна нерівномірність компонент швидкості і кутів потоку помітно зростає (рис. 7 б), що призводить до додаткових втрат в РК та проточній частині в цілому.

Отримано осереднені по висоті каналу значення абсолютної швидкості, її складових і кута потоку, що створює підвод. Осереднений кут потоку, що створює спіральна частина СК змінюється незначно і дорівнює  $\alpha_{сп} = 38,9^\circ$ , а у відкритій частині

$\alpha_{сп}$  від  $0^\circ$  до  $180^\circ$  кут потоку перед НА прийнято  $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$ ; для діапазону  $\phi_{сп} = 180-270^\circ$  осереднений кут складає  $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$ ; та діапазону  $\phi_{сп} = 270-360^\circ$  прийнято  $\alpha_{п1} = 73,3^\circ$ .

Встановлено, що при розрахункових режимах з діапазоном відкриттів НА  $a_0 = 22,5-32,5$  мм ( $D_1 = 460$  мм) решітка практично вирівнює окружну нерівномірність

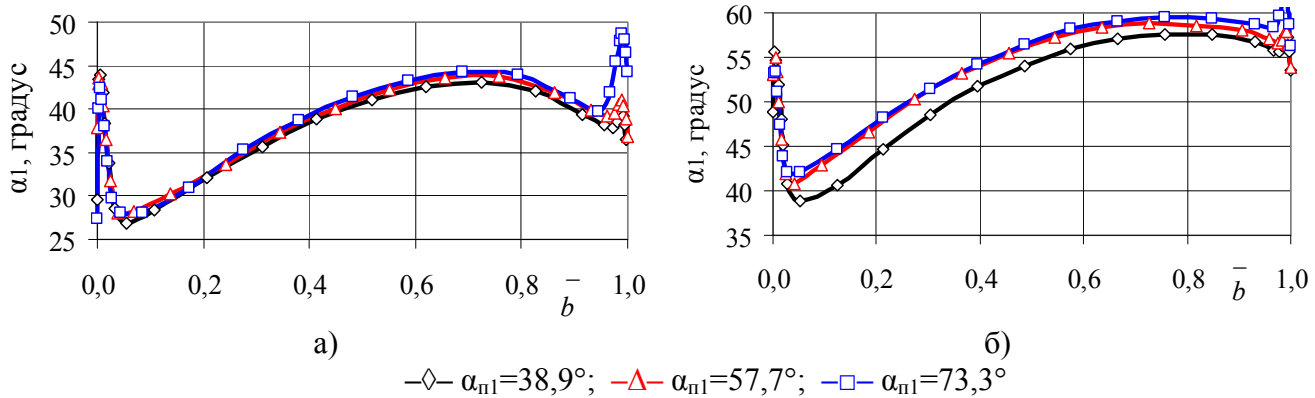


Рисунок 7 – Розподіл осередненого абсолютного кута потоку  $\alpha_1$  по ширині каналу перед РК при різних кутах натікання  $\alpha_{n1}$  на направляючий апарат: режим 3, витрата  $Q_1'=1117,9$  л/с (а); режим 7, витрата  $Q_1'=2131$  л/с (б)

Отримано і проаналізовано візуалізацію потоку в області РК в характерних перетинах. Встановлено, що на всіх розрахункових режимах втулочна частина лопаті обтікається з позитивними кутами атаки, а периферійна – з негативними (рис. 8). При підвищенні витрат значення кутів атаки на периферії збільшуються, а у втулки – знижуються як при  $\varphi_{л}=15^\circ$ , так і при  $\varphi_{л}=35^\circ$ .

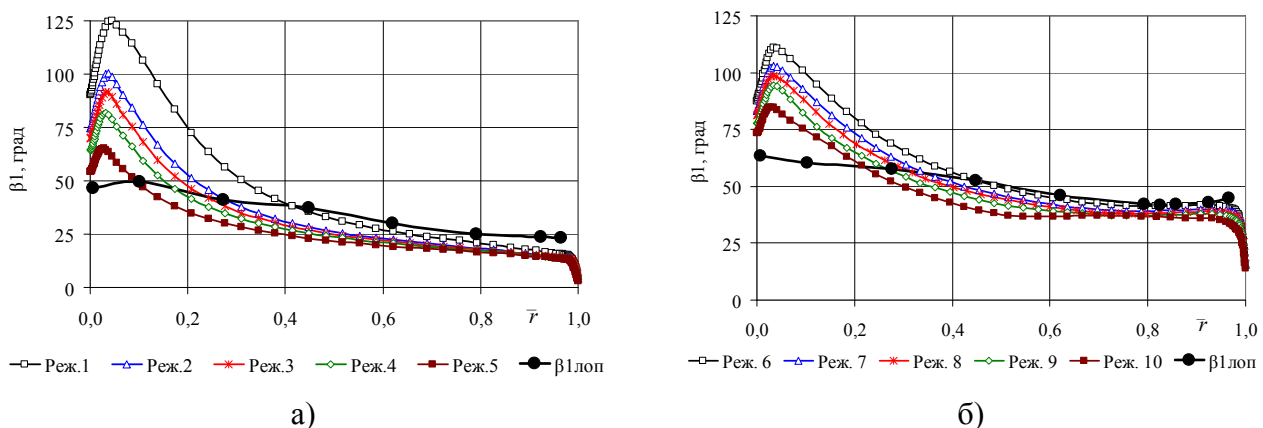


Рисунок 8 – Розподіл відносного кута потоку  $\beta_1$  перед РК та вхідного геометричного кута лопаті  $\beta_{1\text{лоп}}$ :  $\varphi_{л}=15^\circ$ (а);  $\varphi_{л}=35^\circ$ (б)

Течія рідини у ВТ на всіх досліджуваних режимах характеризується істотною нерівномірністю значень швидкості (рис. 9). У вертикальному дифузорі за обтікачем і в коліні ВТ спостерігається вихоровий джгут, в коліні і в горизонтальному дифузорі – так звані застійні зони, де швидкість потоку близька до нуля. У вихідному перерізі на всіх режимах отримано області з протитечіями.

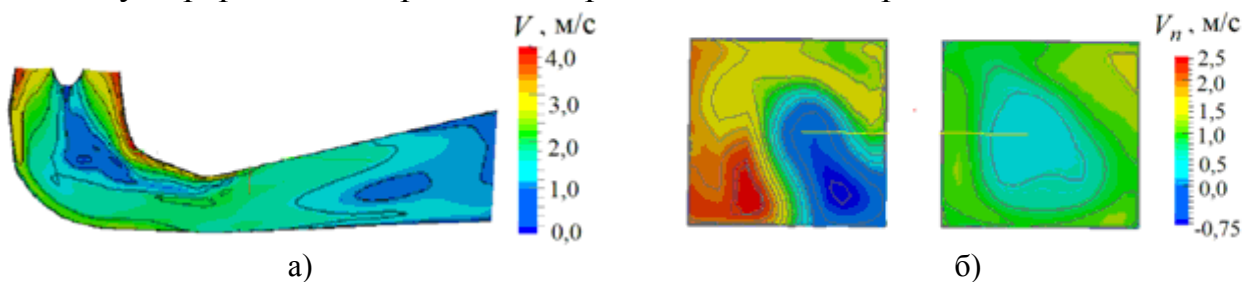


Рисунок 9 – Візуалізація течії рідини в ВТ (режим 7, витрата  $Q_1'=2131$  л/с): розподіл швидкості  $V$  в ВТ (а); поле нормальної складової швидкості  $V_n$  на виході із ВТ (б)

Визначено гідравлічні втрати в усіх елементах ПЧ і складено баланс втрат енергії (рис. 10). Сумарні розрахункові втрати  $h_{\text{сум}}$  визначалися як сума втрат у підводі (СК зі статором)  $h_{\text{ск+ст}}$ , направляючому апараті  $h_{\text{на}}$ , робочім колесі  $h_{\text{рк}}$ , та відсмоктувальній трубі  $h_{\text{вт}}$ . Оскільки розрахунки проводилися без врахування зазорів між лопатями і камерою РК, то додатково визначалися кінцеві втрати  $h_{\text{кц}}$ , обумовлені перетіканням рідини в зазорі з боку тиску на сторону розрядження. Втрати в НА ( $h_{\text{на}}$ ) та в РК ( $h_{\text{рк}}$ ) розраховувалися шляхом осереднення результатів розрахунків при різних кутах натікання на вході в розрахункову область пропорційно витраті.

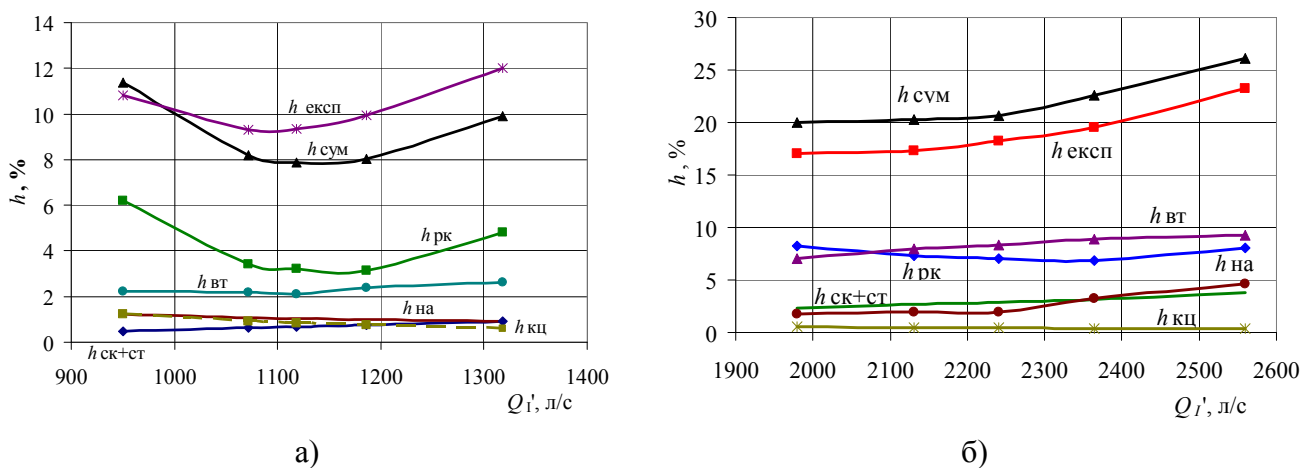


Рисунок 10 – Баланс втрат енергії  $h$  в ПЧ ГТ, який отримано розрахунковим шляхом і дані експериментальних досліджень для кута установки лопаті  $\phi_l=15^\circ$  (а) та  $\phi_l=35^\circ$  (б)

Для оцінки кавітаційних характеристик визначено зони з мінімальними значеннями тиску на стороні розрядження лопаті РК, що дозволило знайти величину локального кавітаційного коефіцієнту турбіни  $\sigma_l$  (рис. 11) за формулою  $\sigma_l = -\left(\frac{P_{\text{мін}}}{\rho g} - \frac{P_{\text{вих}}}{\rho g}\right) / H$ , де  $P_{\text{мін}}$  – мінімальний тиск на тильній стороні лопаті;  $P_{\text{вих}}$  – тиск на виході з ПЧ.

Зіставлення розрахункових енергетичних і кавітаційних показників добре якісно і кількісно узгоджуються з результатами експериментальних досліджень на гідродинамічному стенді.

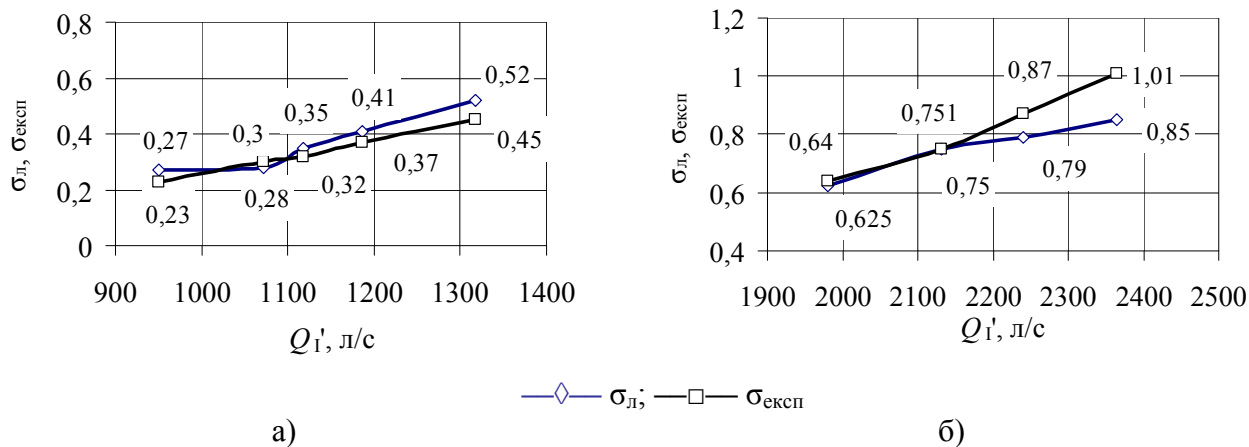


Рисунок 11 – Порівняння значень розрахункового локального  $\sigma_l$  і експериментального  $\sigma_{\text{експ}}$  кавітаційних коефіцієнтів турбіни для кута установки лопаті  $\phi_l=15^\circ$  (а) та  $\phi_l=35^\circ$  (б)

У четвертому розділі наведено результати чисельного дослідження впливу просторового профілювання лопатей РК осьової ГТ за допомогою складних окружних, осьових і комбінованих навалів на структуру течії та інтегральні енергетичні показники ПЧ гідротурбіни.

В ПМаш НАН України накопичено значний досвід щодо просторового профілювання направляючих і робочих лопаток парових турбін за допомогою окружного і осьового навалів. На основі цього досвіду запропоновано підхід до просторового профілювання лопатей РК осьових ГТ, заснований на застосуванні складних навалів в осьовому і окружному напрямках.

При навалах форма перерізів лопатей залишається незмінною, змінюється лише форма лінії прив'язки і, як наслідок, взаємне положення перерізів в окружному або/і осьовому напрямках. Складний навал в окружному або осьовому напрямках утворюється за рахунок додання лінії прив'язки лопаті форми кривої другого порядку, яка задається кутами шаблеподібності  $\gamma_{U,D}$  (окружний навал) або  $\varphi_{U,D}$  (осьовий навал) і відносною довжиною вигнутої ділянки лопаті  $\bar{l}_{U,D}$

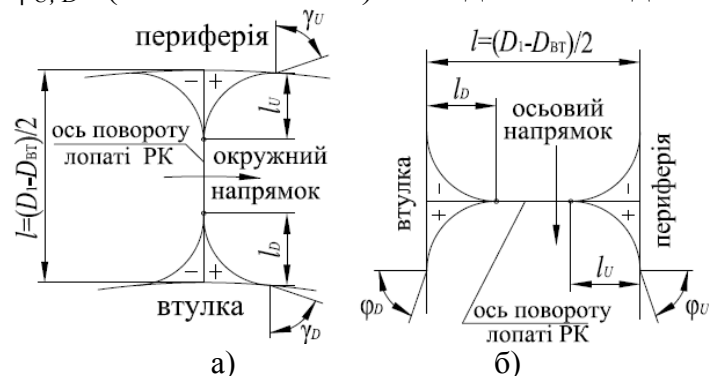


Рисунок 12 – Схема складних навалів лопатей РК: окружний (а); осьовий (б)

(рис. 12). Параметри  $\bar{l}_{U,D}$  визначаються

за формулою  $\bar{l}_{U,D} = \frac{l_{U,D}}{l/2} \cdot 100\%$ . В

роботі досліджено варіанти складного периферійного навалу з постійними значеннями  $l_D = l_U = l/2$  і змінною величиною кута шаблеподібності на периферії  $\varphi_U$  і  $\gamma_U$ , в якості лінії прив'язки в осьовій ГТ приймається ось повороту лопаті РК.

Виконано чисельні дослідження в розрахунковій області, яка включає НА, РК і ВТ, для моделі з діаметром РК  $D_1 = 1$  м при напорі  $H = 1$  м для оптимального режиму 3 (табл. 1). Проаналізовано ПЧ з 5-ма варіантами окружних навалів лопатей РК:  $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; 0^\circ; +20^\circ; +40^\circ$

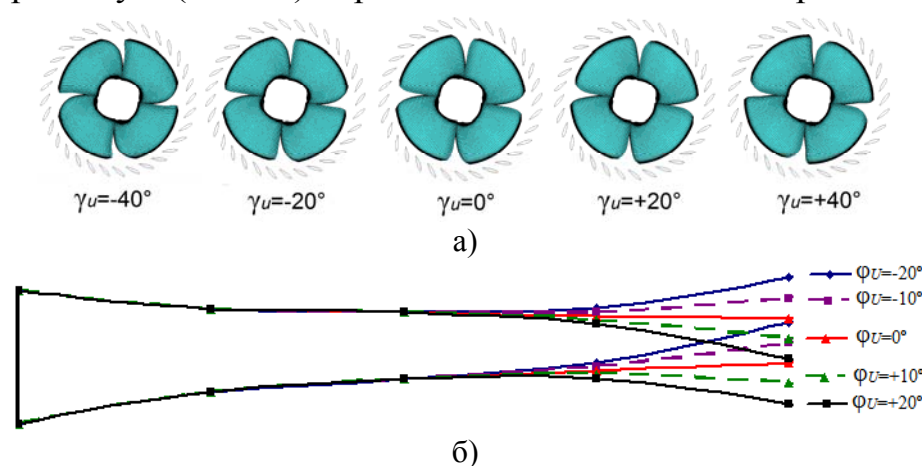


Рисунок 13 – Комп'ютерна модель окружного і осьового периферійних навалів лопатей РК: окружні навали з кутами шаблеподібності  $\gamma_U = -40^\circ; -20^\circ; 0^\circ; +20^\circ; +40^\circ$  (а); радіальні перерізи лопатей РК з осьовими навалами при кутах шаблеподібності  $\varphi_U = -20^\circ; -10^\circ; 0^\circ; +10^\circ; +20^\circ$  (б)

(рис. 13 а) та 5-ма варіантами осьових:  $\varphi_U = -20^\circ; -10^\circ; 0^\circ; +10^\circ; +20^\circ$  (рис. 13 б).

Застосування навала з кутом  $\gamma_U = \pm 40^\circ$  призводить до зсуву периферійного перерізу в окружному напрямку відносно вихідного варіанту на  $7,5^\circ$ ; а з кутом  $\gamma_U = \pm 20^\circ$  – на  $3,3^\circ$ . Навали з кутом  $\varphi_U = \pm 20^\circ$  призводять

до зсуву периферійного перерізу в осьовому напрямку відносно вихідного варіанту на 27,5 мм; а з кутом  $\varphi_U = \pm 10^\circ$  – на 13,3 мм. Окружні навали з позитивними кутами шаблеподібності зміщують периферійну ділянку лопаті у сторону напрямку обертання РК; осьові – вниз по потоку.

Автоматизована побудова геометричної моделі РК з навалами і розрахункової сітки, розрахунок течії та обробка результатів реалізовано у програмному комплексі *IPMflow*.

Вплив окружних і осьових периферійних навалів на структуру потоку оцінювався за характером розподілу компонент швидкості перед і за РК, по епюрах тиску вздовж перерізів РК, за розподілом повного тиску (енергії) по ширині каналу в області РК, а також за характеристиками потоку в ВТ.

Аналіз результатів розрахунків показав, що застосування окружних і осьових навалів лопатей РК практично не впливає на розподіл компонент швидкості і кутів потоку за НА та перед РК.

На рис. 14 наведено розподіл тиску в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК. При всіх видах навалів градієнт тиску вище в середині міжлопатевого каналу. Позитивні окружні та осьові навали призводять до зміщення ізоліній в напрямок сторони розрядження. При окружному навалі це більше виявляється на стороні розрядження, а при осьовому на стороні тиску.

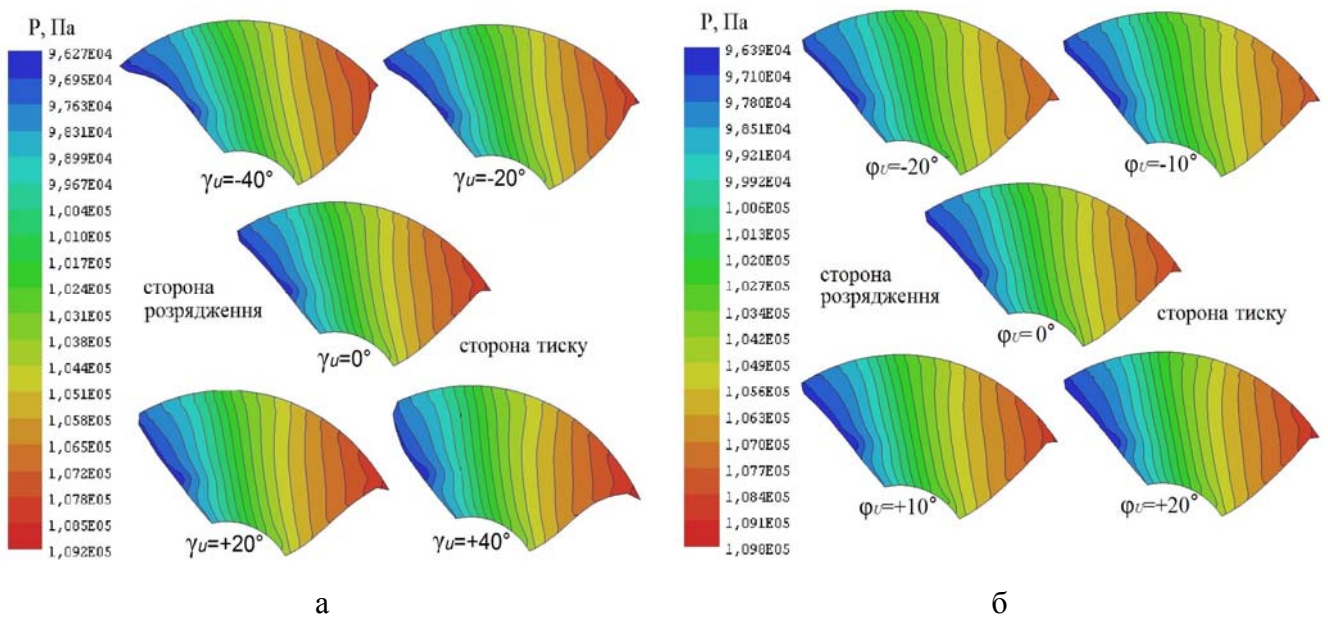
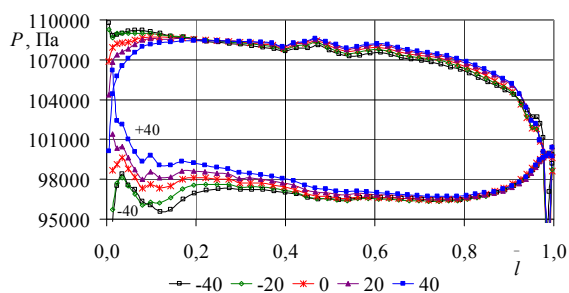


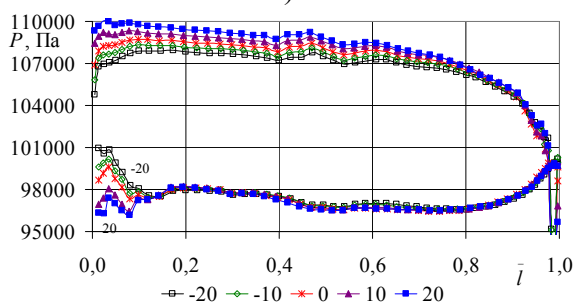
Рисунок 14 – Розподіл тиску  $P$  в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК: окружний навал (б); осьовий навал (б)

За рахунок такого перерозподілу тиску в межлопатевоу каналі при навалах відбувається зміна епюр тиску на поверхні лопаті. Встановлено, що при окружних навалах спостерігається істотний перерозподіл епюр тиску тільки у периферійній зоні лопаті в районі вхідної кромки, найбільш рівномірну епюру отримано при куті шаблеподібності  $\gamma_U = -20^\circ$  (рис. 15 а). Осьові навали призводять до підвищення перепаду тиску по всій поверхні лопаті за рахунок зростання тиску на напірній стороні (рис. 15 б).





а)



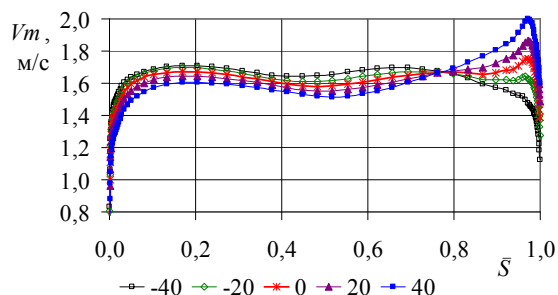
б)

Рисунок 15 – Розподіл тиску  $P$  вздовж периферійних перерізів лопаті РК: окружний навал (а); осьовий навал (б)

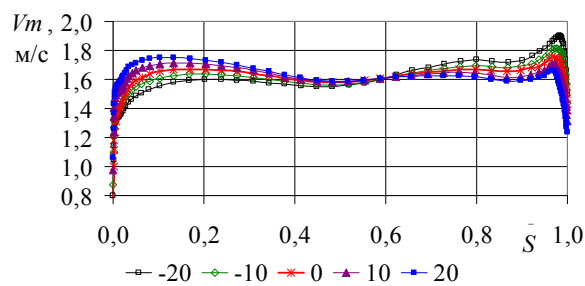
ділянки  $(0,2-0,3l)$ , течія дифузорна. Найбільший вплив окружних навалів на зміну

Визначено, що окружні та осьові навали помітно впливають на розподіл компонент швидкості за РК перед ВТ: окружні навали з негативними значеннями кута шаблеподібності і осьові з позитивними призводять до підвищення значень  $V_m$  у втулковій області та зниження на периферійній (рис. 16 а, б). Спостерігається незначний вплив окружного навалу і істотний осьового навалу на розподіл окружної швидкості  $V_u$  (рис. 16 в, г). Зміщення периферійної ділянки лопаті вниз по потоку при осьовому навалі призводить до зниження значень  $V_u$  по всій ширині каналу, максимальний вплив спостерігається у втулковій області.

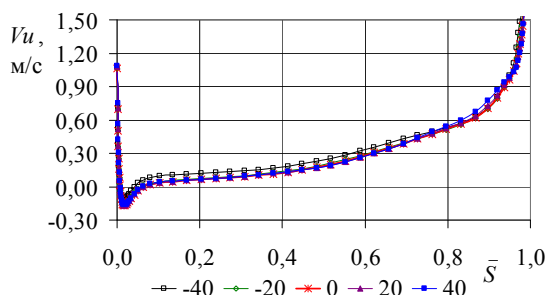
Встановлено, що застосування периферійного окружного і осьового навалів впливає на розподіл швидкості в ВТ і на характер відновлення тиску в ній (рис. 17). По всій довжині ВТ при всіх видах навалів крім



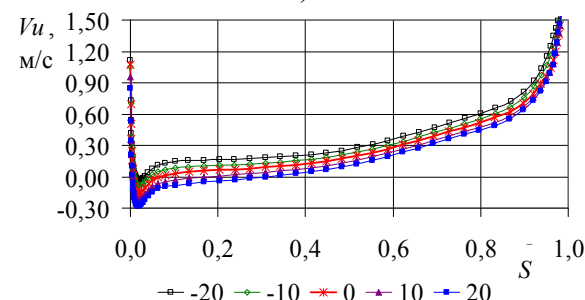
а)



б)



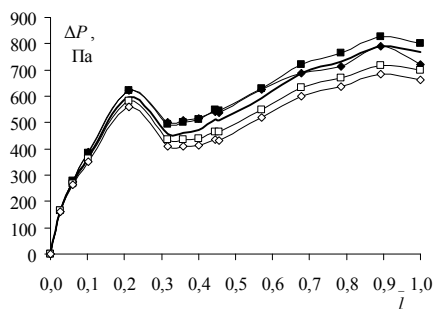
в)



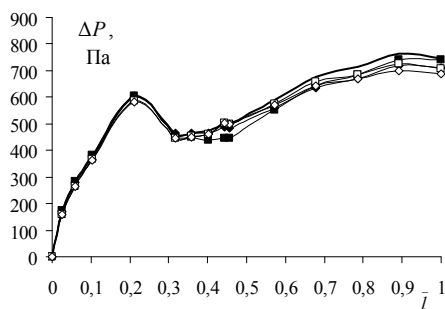
г)

Рисунок 16 – Розподіл по ширині каналу параметрів потоку за РК: меридіональна швидкість  $V_m$  – окружний навал (а) та осьовий навал (б); окружна швидкість  $V_u$  – окружний навал (в) та осьовий навал (г)

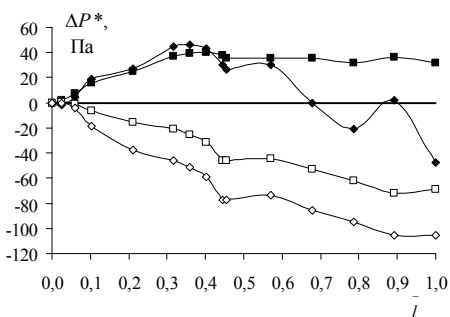
значення тиску спостерігається в коліні і відвідному горизонтальному дифузори (рис. 17 в), в осьових – по всій довжині труби (рис. 17 г). Окружний навал з кутом шаблеподібності  $\gamma_U = -20^\circ$  має найбільш сприятливий графік відновлення тиску в ВТ.



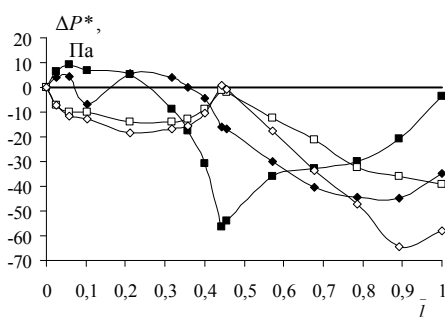
а)



б)



в)

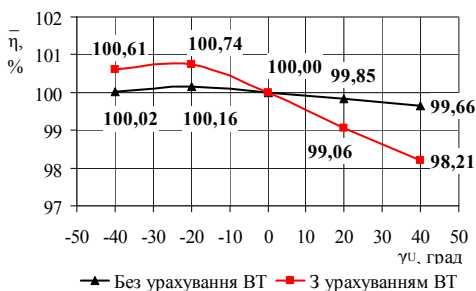


г)

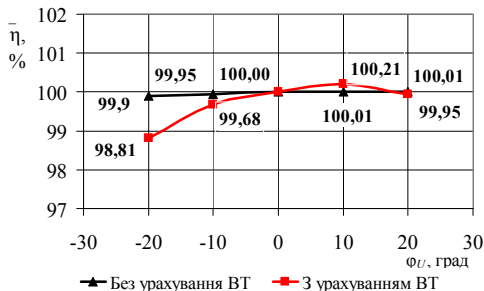
—◆—  $\gamma_U = -40^\circ$ ; —■—  $\gamma_U = -20^\circ$ ;  
 —  $\gamma_U = 0^\circ$ ;  
 —□—  $\gamma_U = +20^\circ$ ; —◇—  $\gamma_U = +40^\circ$

—◆—  $\phi_U = -20^\circ$ ; —■—  $\phi_U = -10^\circ$ ;  
 —  $\phi_U = 0^\circ$ ;  
 —□—  $\phi_U = +10^\circ$ ; —◇—  $\phi_U = +20^\circ$

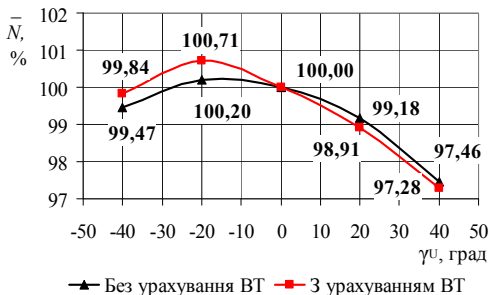
Рисунок 17 – Розподіл статичного тиску  $P$  вздовж ВТ: відновлення тиску щодо значення на вхідному перерізі при окружному навалі (а) і при осьовому навалі (б); характер збільшення статичного тиску в ВТ відносно вихідного варіанту при окружному навалі (в) і при осьовому навалі (г)



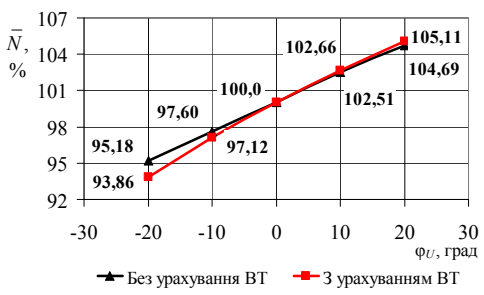
а)



б)



в)



г)

Рисунок 18 – Залежності відносного ККД  $\bar{\eta}$ , потужності  $\bar{N}$  ПЧ від величини периферійного навалу з урахуванням ВТ і без неї: окружний навал (а, в); осьовий навал (б, г)

Проаналізовано вплив просторового профілювання лопаті РК на енергетичні характеристики ПЧ гідротурбіни. На рис. 18 наведено залежності відносного ККД  $\bar{\eta}$ , потужності  $\bar{N}$  від значень кута шаблеподібності в розрахункових областях з урахуванням ВТ і без неї. Під відносними ККД і потужністю розуміється відношення цих величин в РК з навалами до відповідних значень вихідного варіанту ПЧ ( $\gamma_U = \phi_U = 0^\circ$ ).

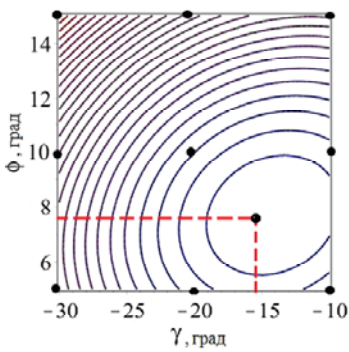
Підвищення максимального відносного ККД і потужності для розрахункової області з урахуванням ВТ отримано при окружному навалі РК  $\gamma_U = -20^\circ$  і складає 0,74 % і 0,71 % відповідно; при осьовому  $\phi_U = +10^\circ$  підвищення ККД становило 0,21 %, потужності – 2,66 %. Урахування ВТ в розрахунковій об-

ласті дає можливість коректно моделювати течію рідини у ПЧ, враховуючи взаємний вплив її елементів, і більш достовірно визначати інтегральні характеристики ГТ.

Аналіз енергетичних характеристик елементів розрахункової області показав, що окружні навали практично не впливають на величину гідравлічних втрат в НА, а форму кривої сумарних втрат в основному визначають гідравлічні втрати в РК і в більшій мірі – ВТ. Осьові навали майже не впливають на значення гідравлічних втрат в НА і РК, а форму кривої ККД визначають втрати у ВТ.

Отримано залежності локального кавітаційного коефіцієнта  $\sigma_d$  від величини периферійних навалів. Зміщення периферійної області лопаті в сторону протилежну обертанню РК при окружних навалах і вниз по потоку при осьових призводить до незначного підвищення кавітаційних якостей РК.

Кращі енергетичні характеристики при окружному навалі отримано в ПЧ з РК з кутом шаблеподібності РК  $\gamma_U = -20^\circ$ , а при осьовому – з  $\phi_U = +10^\circ$ . Для отримання ПЧ з максимальними енергетичними показниками розроблено серію РК з комбінованими навалами лопатей – одночасно з окружними та осьовими. Проведено дослідження проточних частин з дев'ятьма різними комбінаціями комбінованих навалів РК. Для визначення залежності ККД від значень комбінованого навалу обрано квадратичну залежність виду  $\bar{\eta}(\phi, \gamma) = a_0 + a_\phi \bar{\phi} + a_\gamma \bar{\gamma} + a_{\phi\phi} \bar{\phi}^2 + 2a_{\phi\gamma} \bar{\phi}\bar{\gamma} + a_{\gamma\gamma} \bar{\gamma}^2$ .



На рис. 19 представлено лінії рівних значень ККД. Поверхня  $\bar{\eta}(\phi, \gamma)$  має екстремум в точці  $\phi = +7,71^\circ$  і  $\gamma = -14,21^\circ$ . Спроековано варіант робочого колеса з комбінованим периферійним навалом: окружним та осьовим з цими кутами шаблеподібності та проведено чисельні дослідження течії рідини в проточній частині з модернізованим РК при розрахункових режимах 1-5 (табл. 1).

Рисунок 19 – Ізолінії ККД при комбінованому навалі

На рис. 20 наведено залежності відносного ККД  $\bar{\eta}$  і потужності  $\bar{N}$  для вихідної та модернізованої ПЧ від значень витрати  $Q'_l$ . Як видно, значення ККД і потужності в модернізованій ПЧ

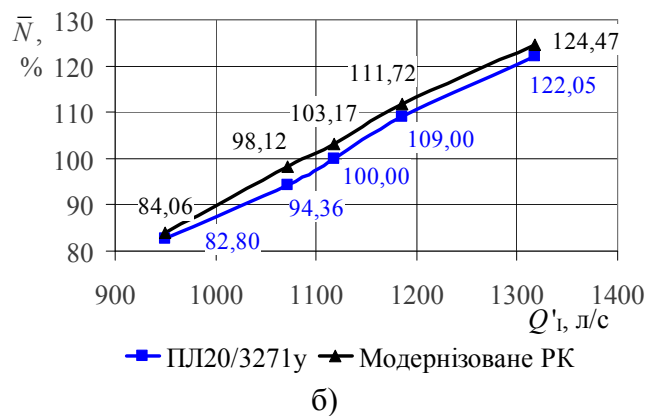
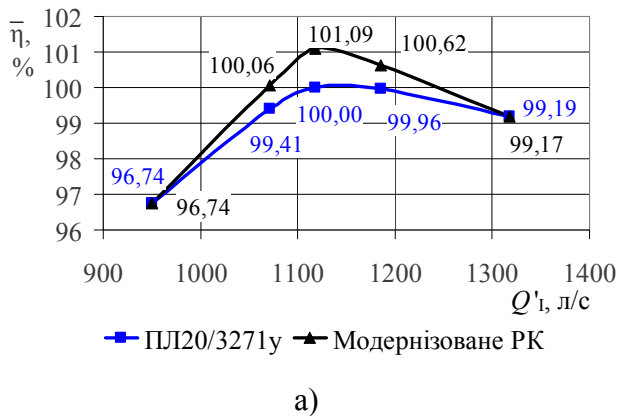


Рисунок 20 – Залежності енергетичних характеристик ПЧ з вихідним і модернізованим РК від значень витрати  $Q'_l$ : відносний ККД  $\bar{\eta}$  (а); відносна потужність  $\bar{N}$  (б)



вище практично у всьому діапазоні розрахункових режимів. При цьому кавітаційні показники модернізованого РК не погіршилися. Таким чином, просторове профілювання лопаті РК за допомогою комбінованих навалів дозволило помітно підвищити значення максимального ККД характеристики на 1,09 %, підвищення потужності склало 3,17 %.

У додатку наведено акт впровадження результатів дисертаційної роботи в ПАТ «Турбоатом» при розробці проточних частин низьконапірних осьових гідротурбін.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу спрямовану на покращення енергетичних характеристик проточної частини низьконапірної осьової гідротурбіни за рахунок гідродинамічного удосконалення лопатевої системи робочого колеса методом просторового профілювання. Відповідно до поставлених мети та завдань одержано такі наукові та практичні результати:

1. З огляду науково-технічних джерел встановлено, що одним з перспективних методів підвищення ефективності гідротурбіни є гідродинамічне удосконалення проточної частини за рахунок просторового профілювання лопатей робочого колеса. Такий підхід забезпечує розробку проточних частин з високими енергетичними та кавітаційними показниками.

2. В результаті проведення чисельного дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині вертикальної поворотно-лопатевої осьової гідротурбіни ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС отримана детальна інформація про структуру потоку в усіх елементах проточної частини в широкому діапазоні режимів роботи. Розрахункові енерго-кавітаційні показники добре узгоджуються з результатами експериментальних досліджень на гідродинамічному стенді.

3. Досліджено вплив параметрів потоку на вході в розрахункову область на характеристики проточної частини. Встановлено, що на режимах роботи низьконапірної вертикальної осьової турбіни у діапазоні відкриттів направляючого апарату  $a_0=22,5-32,5$  мм забезпечується рівномірний розподіл гідродинамічних величин в окружному напрямку на вході в робоче колесо.

4. Запропоновано підхід до просторового профілювання лопатей робочих коліс осьових гідротурбін за допомогою окружних і осьових навалів, який дозволяє підвищити ефективність низьконапірної осьової гідротурбіни. Такий підхід дає можливість підвищити якість проектування проточних частин як нових ГЕС, так і при модернізації існуючих ГЕС, а також суттєво скоротити його час.

5. На основі чисельного дослідження робочого процесу визначено закономірності впливу складних осьових і окружних навалів робочих коліс осьової гідротурбіни на структуру потоку, енергетичні та кавітаційні характеристики проточної частини. Встановлено, що застосування периферійного окружного і осьового навалів має незначний вплив на структуру потоку в області перед робочим колесом і істотний – за ним на вході в відсмоктувальну трубу: при цьому помітно змінюється вигляд епюр тиску на поверхнях лопаті, особливо в районі вхідних кромок. У випадку осьових навалів зміщення периферійної частини лопаті вниз по

потоків призводить до збільшення перепаду тиску по всій лопаті за рахунок його підвищення на лицьовій стороні, що дає можливість вирівняти розподіл повного тиску по ширині каналу з метою зменшення поперечних течій. Крім того, осьовий навал впливає на розподіл швидкості в відсмоктувальній трубі і на характер відновлення тиску в ній.

6. Чисельні дослідження показали, що урахування відсмоктувальної труби в розрахунковій області дає можливість коректно моделювати течію рідини в проточній частині, враховуючи взаємний вплив її елементів, і більш достовірно визначати інтегральні характеристики гідротурбіни. Підвищення максимального відносного ККД і потужності для розрахункової області з урахуванням відсмоктувальної труби отримано при окружному навалі РК  $\gamma_U = -20^\circ$  і складає 0,74 % і 0,71 % відповідно; при осьовому  $\varphi_U = +10^\circ$  підвищення ККД становило 0,21 %, потужності – 2,66 %.

7. В результаті чисельного дослідження впливу комбінованого периферійного навалу (одночасно в осьовому та окружному напрямках) розроблено перспективну лопатеву систему робочого колеса, що дозволило підвищити значення максимального ККД сучасної високоефективної гідротурбіни ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС на 1,09 % та потужності на 3,17 %.

8. Результати дисертаційного дослідження використовуються в ПАТ «Турбоатом» при розробці проточних частин низьконапірних осьових гідротурбін.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Коваль С. А. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере обратимой гидромашины / П. Н. Сухоробрый, С. А. Коваль, В. Г. Неня, А. Н. Кочевский // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2005. – № 29. – С. 57–66.

*Здобувачем проведено розрахункові дослідження, вивчено аналіз і порівняння структури потоку в спіральній камері оборотної гідромашини з результатами експериментальних досліджень.*

2. Коваль С. А. Течение жидкости в спиральной камере обратимой гидромашины в насосном режиме / П. Н. Сухоробрый, С. А. Коваль, В. Г. Неня, А. Н. Кочевский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков. – 2006. – № 4/3 (22). – С. 6–9.

*Здобувачем проведено розрахункові дослідження, проаналізовано характеристики потоку в спіральній камері оборотної гідромашини в насосному режимі та виконано порівняння результатів розрахункових та експериментальних даних.*

3. Коваль С. А. Определение структуры потока в спиральной камере радиально-осевой обратимой гидромашины на основе численного моделирования течения жидкости / П. Н. Сухоробрый, С. А. Коваль, В. Г. Неня, А. Н. Кочевский // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 1. – С. 31–41.

*Здобувачем проведено розрахункові дослідження просторової течії в'язкої рідини в спіральних камерах оборотної гідромашини, розрахованих за різними законами, в турбінному та насосному режимах, проаналізовано особливості потоку в двох спіральних камерах.*

4. Рябова С. А. Влияние окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, Д. Ю. Косьянов, С. А. Рябова, П. Н. Сухоребрый // Вестник двигателестроения. – 2016. – № 2. – С. 25–30.

*Здобувачем проаналізовано вплив урахування відсмоктувальної труби в розрахунковій області на характеристики проточної частини.*

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

*Здобувачем проведено аналіз енергокавітаційних показників серії проточних частин модельних гідротурбін ПЛ20 для модернізації Кременчуцької ГЕС.*

6. Рябова С. А. 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.

*Здобувачем проаналізовано структуру потоку в елементах проточної частини та енергетичні характеристики, які отримано при чисельних дослідженнях та виконано їх порівняння з результатами експериментальних досліджень на гідродинамічному стенді.*

7. Рябова С. А. Влияние осевого навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики течения в проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, Д. Ю. Косьянов, С. А. Рябова, П. Н. Сухоребрый // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 16 (1188). – С. 85–93.

*Здобувачем проаналізовано вплив складного осьового навалу лопатей робочого колеса на структуру течії в елементах проточної частини гідротурбіни.*

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

*Здобувачем проаналізовано вплив складного окружного навалу лопаті робочого колеса на структуру потоку в елементах проточної частини осьової гідротурбіни.*

9. Рябова С. А. 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 Національного технічного університету «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57.

*Здобувачем встановлено закономірності впливу різних форм складних окружних, осьових і комбінованих навалів лопатей робочого колеса на інтегральні енергетичні показники проточної частини гідротурбіни.*

10. Рябова С. А. Влияние окружных и осевых навалов лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики проточной части / А. В. Русанов,

О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый // Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції «Фізичні і комп'ютерні технології». м. Харків. – 2016. – С. 456–459.

*Здобувачем встановлено закономірності впливу різних форм складних окружних та осьових навалів лопатей робочого колеса на інтегральні енергетичні показники проточної частини гідротурбіни.*

11. Рябова С. А. Экспериментальные и расчетные исследования осевых гидротурбин для модернизации Кременчугской ГЭС / Д. Ю. Косьянов, С. А. Рябова // Сучасні проблеми машинобудування. Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків. – 2016. – С. 46.

*Здобувачем проаналізовано вплив параметрів потоку на вході в розрахункову область, що включає направляючий апарат, робоче колесо та відсмоктувальну трубу.*

## АНОТАЦІЇ

**Рябова С. О. Гідродинамічне удосконалення поворотно-лопатевої гідротурбіни на основі використання просторового профілювання лопатей робочого колеса.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2017.

Дисертацію присвячено вирішенню важливої науково-технічної задачі покращення енергетичних характеристик проточної частини низьконапірної осьової гідротурбіни.

Виконано огляд науково-технічних джерел щодо методів досліджень гідродинамічних процесів у проточних частинах поворотно-лопатевої гідротурбін.

За результатами чисельних досліджень просторової течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині вертикальної поворотно-лопатевої осьової гідротурбіни ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС отримано детальну інформацію про структуру потоку у всіх елементах проточної частини в широкому діапазоні режимів роботи за допомогою програмного комплексу *IPMflow*, розробленого в ІПМаш НАН України. Досліджено вплив параметрів потоку на вході в розрахункову область на характеристики проточної частини, встановлено діапазон режимів роботи низьконапірної вертикальної осьової турбіни, при яких забезпечується рівномірний розподіл гідродинамічних величин в окружному напрямку на вході в робоче колесо.

Запропоновано підхід до просторового профілювання лопатей робочих коліс осьових гідротурбін, заснований на застосуванні складних навалів в осьовому й окружному напрямках, який дозволяє підвищити ефективність проточної частини. Встановлено закономірності впливу складних осьових і окружних навалів робочих коліс на структуру потоку та інтегральні енергетичні показники, що використовуватимуться при проектуванні та модернізації проточних частин осьових гідротурбін.

Розроблено робоче колесо з комбінованим периферійним навалом сучасної високоефективної низьконапірної осьової гідротурбіни ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС з покращеними енергетичними показниками.

*Ключові слова:* осьова гідротурбіна, гідродинамічне удосконалення, спіральна камера, статор, направляючий апарат, робоче колесо, просторове профілювання, окружний і осьовий навали лопаті, відсмоктувальна труба.

**Рябова С. А. Гидродинамическое совершенствование поворотно-лопастной гидротурбины на основе использования пространственного профилирования лопастей рабочего колеса.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2017.

Диссертация посвящена решению важной научно-технической задачи улучшения энергетических характеристик проточной части низконапорной осевой гидротурбины.

Выполнен обзор технического состояния парка гидротурбин ГЭС Украины. Показано, что одним из основных и приоритетных направлений развития гидроэнергетики Украины является модернизация энергетического оборудования, выработавшего свой нормативный ресурс. Проанализированы основные направления и подходы к гидродинамическому совершенствованию проточных частей поворотно-лопастных гидротурбин. Установлено, что одним из перспективных направлений повышения эффективности проточных частей гидромашин является гидродинамическое совершенствование лопастной системы рабочего колеса методом пространственного профилирования.

По результатам численного исследования пространственного течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины ПЛ20/3271у Кременчугской ГЭС получена детальная информация о структуре потока во всех элементах проточной части в широком диапазоне режимов работы с помощью программного комплекса *IPMflow*, разработанного в ИПМаш НАН Украины. Исследовано влияние параметров потока на входе в расчетную область на характеристики проточной части, установлен диапазон режимов работы низконапорной вертикальной осевой турбины, при которых обеспечивается равномерное распределение гидродинамических величин в окружном направлении на входе в рабочее колесо.

Предложен подход к пространственному профилированию лопастей рабочих колес осевых гидротурбин, основанный на применении сложных навалов в осевом и окружном направлениях, позволяющий повысить эффективность проточной части. Установлены закономерности влияния сложных осевых и окружных навалов рабочих колес осевой гидротурбины на структуру потока, энергетические и кавитационные характеристики проточной части.

Выполнены численные исследования влияния комбинированных периферийных навалов (одновременно осевого и окружного) лопастей рабочих колес на характеристики потока в проточной части. Разработана перспективная лопастная

система рабочего колеса, которая позволила повысить значения максимального КПД современной высокоэффективной гидротурбины ПЛ20/3271у Кременчугской ГЭС на 1,09 % и мощности на 3,17 %.

Результаты диссертационного исследования используются в ПАТ «Турбоатом» при разработке проточных частей низконапорных осевых гидротурбин.

*Ключевые слова:* осевая гидротурбина, гидродинамическое совершенствование, спиральная камера, статор, направляющий аппарат, рабочее колесо, пространственное профилирование, окружной и осевой навалы лопасти, отсасывающая труба.

**Riabova S. O. Hydrodynamic improvement of the Kaplan turbine based on the use of spatial profiling of the runner blades.** – Manuscript.

The dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.05.17 – hydraulic machines and hydropneumatic units. – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, 2017.

The thesis is devoted to solving of important scientific and technical problem of improving the energy characteristics of the flow part of Kaplan turbine.

A review of the scientific and technical literatures on the methods of testing of hydrodynamic processes in flow parts of the Kaplan turbines has been carried out.

According to the results of numerical investigations of the spatial flow of a viscous incompressible fluid in the flow part of the Kaplan turbine PL 20/3271y of the Kremenchug HPP detailed information on the structure of flow in all elements of the flow part in a wide range of operating modes has been received using software complex *IPMflow* developed at IPMash NAS of Ukraine. The influence of flow parameters at the inlet to the computational domain on the characteristics of the flow part has been investigated, a range of operation modes of Kaplan turbine that provide uniform distribution of the hydrodynamic values in circular direction at the inlet to the runner has been established.

The approach to spatial profiling of the runner blades of Kaplan turbines based on the use of complex offsets in the axial and circular directions, which allows improving the energy characteristics of a flow part has been proposed. The influence of complex axial and circular offsets of the runners on flow structure and integral energy parameters that can be used in the design and modernization of the flow parts of Kaplan turbines have been established.

The runner with combined peripheral offset of the modern high-performance Kaplan turbine ПЛ20/3271у Kremenchug HPP with improved energy performance has been developed.

*Keywords:* Kaplan turbine, hydrodynamic improvement, spiral case, stay vane, guide vanes, runner, spatial profiling, circular and axial offsets of the blade, draft tube.

