

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

КРУПА ЄВГЕНІЙ СЕРГІЙОВИЧ



УДК 621.224

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ГІДРОАГРЕГАТІВ
ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ
НОВИХ ТИПІВ ГІДРОТУРБІН**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків–2012

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі гідравлічних машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Потетенко Олег Васильович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри гідравлічних машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Гнесін Віталій Ісайович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків,
завідувач відділу нестационарної газодинаміки та
аеропружності

кандидат технічних наук, доцент
Волошина Анжела Анатоліївна,
Таврійський державний агротехнологічний
університет, м. Мелітополь
доцент кафедри мобільних і енергетичних засобів

Захист відбудеться 8 листопада 2012 р. о 12:00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий «6» жовтня 2012 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. При розробці перспективного гідротурбінного устаткування, разом з вимогами підвищення експлуатаційної надійності, висуваються також вимоги наступного характеру:

- розширення зони експлуатації по витратах (потужностям) і напорам;
- підвищення середньоексплуатаційного ККД гідротурбіни, надійності роботи на режимах відмінних від оптимального;
- форсування потужності (витрати) гідротурбіни.

Подальше використання радіально-осьових та горизонтальних гідротурбін на вищі напори буде пов'язане з підвищенням гідравлічних втрат енергії і не зможе задовольнити вищезазначеним вимогам, що робить нераціональним використання традиційно застосовуваних конструктивних рішень.

Тому подальший розвиток гідроенергетики вимагає розробки перспективних гідротурбін нових типів, що забезпечить поліпшення енергетичних і кавітаційних показників.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуального науково-практичного завдання підвищення енергетичних показників гідроагрегатів шляхом вдосконалення робочого процесу, форми проточних частин і лопатевих систем перспективних типів гідротурбін з багаторядними лопатевими системами.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ». У дисертаційній роботі використані результати, отримані здобувачем при виконанні держбюджетних тем МОН України: «Розробка комплексу математичних моделей проточних частин гідротурбін і визначення характерних особливостей робочого процесу» (ДР № 0106U001481), «Створення комплексу математичних моделей оптимізації робочого процесу проточних частин гідротурбін» (ДР № 0109U002390), «Розробка математичних моделей і методів проектування гідроагрегатів з широким діапазоном експлуатації на пікових навантаженнях і оптимізація енергокавітаційних характеристик» (ДР № 0112U000406).

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності роботи горизонтальних і радіально-осьових гідротурбін, за рахунок вдосконалення робочого процесу і аналізу вихрової структури потоку в проточних частинах нових типів гідротурбін.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні задачі:

- удосконалити параметри робочого процесу за рахунок впровадження нових типів горизонтальних здвоєних гідроагрегатів;
- розробити науково-обґрунтовані пропозиції по номенклатурі здвоєних прямооточних гідроагрегатів на напори 40-260 м;
- отримати розрахункові кінематичні характеристики лопатевих систем здвоєних капсульних гідроагрегатів;

- розробити методику отримання прогнозної універсальної характеристики для гідротурбін з багаторядними лопатевими системами;
- провести аналіз вихрової структури потоку в проточних частинах високонапірних гідротурбін і дати рекомендації по зменшенню втрат в підводі та робочому колесі.

Об'єкт дослідження - робочий процес горизонтального капсульного гідроагрегату і радіально-осьової гідротурбіни.

Предмет дослідження - вихрова структура параметрів потоку в гідротурбіні, гідравлічні характеристики при комбінаторній залежності в багаторядній лопатевій системі.

Методи дослідження. У роботі застосовуються методи математичного моделювання робочого процесу гідротурбіни, методи рішення прямої і зворотної задачі обтікання решіток профілів, методи чисельного моделювання на ПК.

Розрахунково-аналітична частина базувалася на використанні сучасних теорій турбомашин, механіки рідини і газу. Чисельне дослідження течії рідини в проточних частинах гідротурбін проводилося на ПК по методу ЦКТІ (Центральний котлотурбінний інститут ім. І.І. Ползунова (м. Санкт-Петербург)) та з використанням програмного продукту FlowVision.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

- на основі дослідження робочого процесу здвоєного прямогочного гідроагрегату, вперше розроблено методику розрахунку комбінаторної залежності між направляючим апаратом і двома лопатевими системами робочих коліс, що дозволяє розподілити спрацювання напору між колесами, отримати оптимальні значення моментів кількості руху rV_u перед кожним колесом, визначити геометрію проточної частини і діаметри робочих коліс;
- розроблено науково-обґрунтовану методику отримання прогнозної універсальної характеристики гідротурбін з багаторядними лопатевими системами, на основі дослідження робочого процесу радіально-діагональної гідротурбіни;
- проведено аналіз вихрової структури потоку і причин втрат в підводячих органах і робочому колесі гідротурбіни, використання якого дозволить більш обґрунтовано задати структуру усередненого потоку у вхідному перетині в якості граничних умов, при комп'ютерному математичному моделюванні робочого процесу і розрахунку структури потоку для робочих коліс, що розробляються.

Практичне значення одержаних результатів в галузі енергетичного машинобудування полягає у наступному:

- розроблено науково-обґрунтовані пропозиції по номенклатурі та спрофільовано лопатеві системи здвоєних капсульних гідроагрегатів, що дасть можливість надалі застосовувати дані гідроагрегати на напори 40-260 м, і зрештою дозволить підвищити середньоексплуатаційний ККД на 5-10 %, у 1,5 рази та більше підвищити потужність гідроагрегату;

- показано, що застосування радіально-діагональних гідротурбін дозволить підвищити середньоексплуатаційний ККД на 5-10%, збільшити потужність гідроагрегату на 50-70%, в порівнянні з радіально-осьовими турбінами;
- отримані результати аналізу вихрової структури потоку в проточних частинах високонапірних гідротурбін дають можливість істотно підвищити рівень проектування проточних частин гідротурбін і мінімізувати гідравлічні втрати;
- результати дисертаційних досліджень прийняті для використання в практиці створення високоефективних гідротурбін на напори 40-600 м ВАТ «Турбоатом» (м. Харків);
- результати досліджень впроваджено в навчальний процес на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХП» в курсах «Гідравлічні турбіни», «Основи теорії робочого процесу і гідродинамічного розрахунку лопатевих гідромашин», «Математичне і фізичне моделювання робочого процесу гідротурбін».

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно, серед них: проектування лопатевих систем робочих коліс здвоєних капсульних гідроагрегатів на задані режимні параметри і дослідження їх розрахункових характеристик; розробка науково-обґрунтованих пропозицій по номенклатурі здвоєних прямоточних гідроагрегатів; чисельне моделювання течії рідини на ПК, за допомогою програмного комплексу FlowVision; постановка та вирішення задачі вдосконалення робочого процесу горизонтальних капсульних і радіально-осьових гідротурбін за допомогою математичного і фізичного моделювання, при застосуванні їх на вищі напори. Проведено аналіз вихрової структури потоку в проточних частинах високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень по дисертаційній темі докладалися і обговорювалися на: Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 2008-2012р.р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Вдосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання” (Зміїв, 2009 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження України і шляху їх рішення» (Харків, 2009 р., 2012 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні завдання сучасних технологій» (Тернопіль, 2010 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображені у 12 публікаціях, з яких 7 статей у фахових наукових виданнях України, 5 тез доповідей науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний об'єм дисертації 160 сторінок, серед них: 39 рисунків по тексту, 21 рисунок на 14 окремих сторінках; 5 таблиць по тексту; списку використаних джерел із 142 найменувань на 16 сторінках; 3 додатка на 3 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, сформульована мета і задачі досліджень, визначені основні положення щодо наукової новизни і практичної цінності отриманих у роботі результатів.

У першому розділі виконано інформаційно-аналітичний аналіз сучасного стану проблеми, пов'язаної з перспективами подальшого розвитку гідротурбобудування та підвищення енергетичних показників гідроагрегатів шляхом вдосконалення робочого процесу, форми проточної частини та лопатевих систем перспективних типів гідротурбін з багаторядними лопатевими системами.

Виконаний аналіз показав, що підвищення економічності конструкцій гідроелектричних станцій пов'язано зі створенням нових типів силового устаткування у формах компактних гідроагрегатів високої і надвисокої швидкохідності з хорошими енергетичними і кавітаційними якостями, збільшенням меж застосування швидкохідних агрегатів в областях більш високих напорів, підвищенням граничної потужності агрегатів і створенням нових конструктивних форм агрегатних блоків ГЕС.

Конструктивні рішення і принцип роботи нових типів гідротурбін, що дозволяють застосовувати горизонтальні прямоточні гідроагрегати на напори до 260 м і радіально-осьові гідротурбіни на напори понад 600 м з високими енергокавітаційними якостями описані у роботах Дранковського В.Е., Завьялова П.С., Потетенка О.В., Ковальова С.М., Кухтенкова Ю.М.

Кращі з розроблених методів моделювання і розрахунку течії рідини і газу в областях довільної геометричної конфігурації, зокрема в проточних частинах гідромашин, реалізовані у вигляді комерційних програмних продуктів: CFX (Канада - Англія - Німеччина), ANSYS (США), STAR-CD (Англія), Fluent (США), FlowER (Україна), FlowVision (Росія), Numeca (Бельгія) і ін. Питання чисельного моделювання просторової течії в проточних частинах гідромашин досить повно розглянуті в роботах Гнесіна В.І., Єршова С.В., Єліна А., Ієвлева В.М., Косторного С.Д., Кочевського А.Н., Лапіна В.Н., Миронова К.А., Моргунова Г.М., Русанова А.В., Степанова Г.Ю., Чиркова Д.В., Чорного С.Г., S.Riedelbauch, R.Schilling.

У роботах Барашкова С., Коваля В.Г., Кочевського А.Н., Нені В.Г., Соловійова В.М., Сухореброго С.А., Шмельова В.В., приведені результати розрахунків течії рідини в проточних частинах гідромашин за допомогою FlowVision, що показують адекватність отриманих результатів.

Питанням аналізу вихрової структури потоку в проточних частинах гідротурбін присвячені роботи Новодержкіна Р.А., Барліта В.В., Потетенка О.В., Дранковського В.Е., Шевченко В.Г., Гришина О.М., Панченко Н.С., Ласенко В.Е., Булгакова В.О., Бородаєвського В.В.

Другий розділ присвячений питанню розширення діапазону експлуатації по напорам і витратам (потужностям) горизонтальних капсульних і високонапірних радіально-осьових гідроагрегатів.

У роботі представлена конструкція зведеного капсульного гідроагрегату (рис. 1) і розглянуті особливості робочого процесу. Використання даних гідротурбін дозволяє застосовувати прямоточні гідроагрегати на напори до 260 м.

Зведений прямоточний гідроагрегат (рис. 1) складається з водоводу 1, статора 2, загального направляючого апарату 3, двох робочих коліс турбіни 4 і 5, двох гідрогенераторів 6 і 7, і двох шахт 8 і 9. Кожне робоче колесо виконане осьового або діагонального типу.

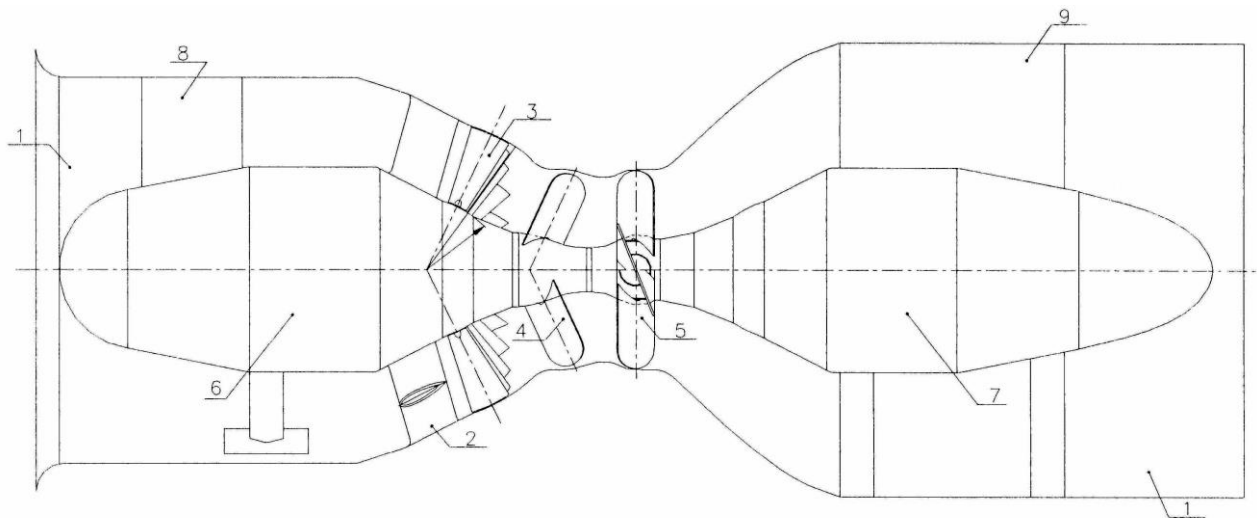


Рис.1. Зведений прямоточний гідроагрегат

Використання зведеного прямоточного гідроагрегату з системою регулювання з потрібною комбінаторною залежністю між відкриттям направляючого апарату і кутами розвороту лопатей робочих коліс гідротурбін (поєднане двоступінчате створення і спрацювання моменту кількості руху), дозволяє істотно підвищити середньоексплуатаційні показники, розширити зони експлуатації по напорам і витратам, підвищити ККД.

Робочий процес здійснюється за допомогою створення крутячого моменту на робочому колесі гідротурбіни (який визначається сумарним моментом сил гідродинамічного тиску на лопаті) рівним

$$M_{кр} = \rho Q \left[(\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2 \right] + \Delta M_n ,$$

де $\rho Q (\overline{rV_u})_1 = \int_{S_1} \rho (rV_u) V_n ds$ - сумарний момент кількості руху рідини в поперечному перетині S_1 перед робочим колесом; $\rho Q (\overline{rV_u})_2 = \int_{S_2} \rho (rV_u) V_n ds$ - сумарний момент кількості руху рідини в поперечному перетині S_2 за робочим колесом; ΔM_n - втрати моменту кількості руху рідини за рахунок тертя об нерухомі поверхні та протічки в ущільненнях минувши проточну частину.

У відповідності з рівнянням Ейлера для гідротурбіни

$$\frac{\eta_a g H}{\omega} = (\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2,$$

де η_a - гідравлічний ККД гідротурбіни; H - напір гідротурбіни; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; ω - частота обертання ротора гідроагрегату.

При роботі гідротурбіни гідравлічний ККД залежить від рівня гідравлічних втрат. У балансі втрат, особливо на нерозрахункових (далеких від оптимального) режимах, істотну частину втрат напору грають циркуляційні втрати $H_2 = \frac{\omega}{\eta g} (\overline{rV_u})_2$. На оптимальному режимі експлуатації ці втрати близькі до нуля оскільки $(\overline{rV_u})_2 \approx 0$.

У проточній частині зведеного гідроагрегату встановлено дві турбіни діагонального або осьового типу, вали яких розміщені горизонтально. Вибір компоновки визначається величиною напору на який проектується гідроагрегат (рис. 2).

На основі аналізу робочого процесу та універсальних характеристик різних горизонтальних поворотно-лопатевих і діагональних турбін розроблено науково-обґрунтовані пропозиції по номенклатурі зведених прямоточних гідроагрегатів на напори 45-260 м (табл. 1).

Таблиця 1

Науково-обґрунтовані пропозиції по номенклатурі зведених прямоточних гідроагрегатів

Сумарний напір зведеного гідроагрегату	Тип лопатевої системи та напори, що спрацьовуються гідроагрегатами					
	перший гідроагрегат			другий гідроагрегат		
$H = H_{1-2}^{(1)} + H_{1-2}^{(2)}$	$H_1^{(1)}$	$H_2^{(1)}$	$H_{1-2}^{(1)}$	$H_1^{(2)}$	$H_2^{(2)}$	$H_{1-2}^{(2)}$
ПЛГД-45, 45 м	ПЛГ-25			ПЛГ-15		
	10м	15м	25м	15м	0м	15м
ПЛГД-75, 75 м	ПЛД-50			ПЛГ-25		
	25м	25м	50м	25м	0м	25м
ПЛГД-110, 110м	ПЛД-70			ПЛГ-40		
	30м	40м	70м	40м	0м	40м
ПЛГД-150, 150м	ПЛД-90			ПЛ-60		
	30м	60м	90м	60м	0м	60м
ПЛГД-180, 180 м	ПЛД-110			ПЛ-70		
	40м	70м	110м	70м	0м	70м
ПЛГД-230, 230 м	ПЛД-140			ПЛД-90		
	50м	90м	140м	90м	0м	90м
ПЛГД-260, 260 м	ПЛД-170			ПЛД-90		
	80м	90м	170м	90м	0м	90м

Якщо позначити: $H_1^{(1)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(1)}$, $H_2^{(1)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(1)}$ для першого гідроагрегату та $H_1^{(2)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(2)}$, $H_2^{(2)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(2)}$ для другого гідроагрегату, то напір, що спрацьовується першим гідроагрегатом буде $H_{1-2}^{(1)} = H_1^{(1)} - H_1^{(2)}$, а другим гідроагрегатом $H_{1-2}^{(2)} = H_2^{(1)} - H_2^{(2)}$.

Ротор другого гідроагрегату обертається в протилежному напрямі по відношенню до напрямку обертання ротора першого гідроагрегату і негативний момент кількості руху, що визначається напором $H_2^{(1)}$ є позитивним для другого гідроагрегату: $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$.

Діаметри робочих коліс першого і другого гідроагрегатів, як і їх частота обертання в загальному випадку різні і визначаються збігом зон оптимальної роботи кожного гідроагрегату окремо по n'_1 і Q'_1 (приведеним обертам і приведеній витраті) при роботі зведеного гідроагрегату на оптимальному режимі. При цьому: $[Q'_{100p}]_{арп1} \neq [Q'_{100p}]_{арп2}$; $[n'_{100p}]_{арп1} \neq [n'_{100p}]_{арп2}$, але: $[Q]_{арп1} = [Q]_{арп2}$; $H = H_{арп1} + H_{арп2}$.

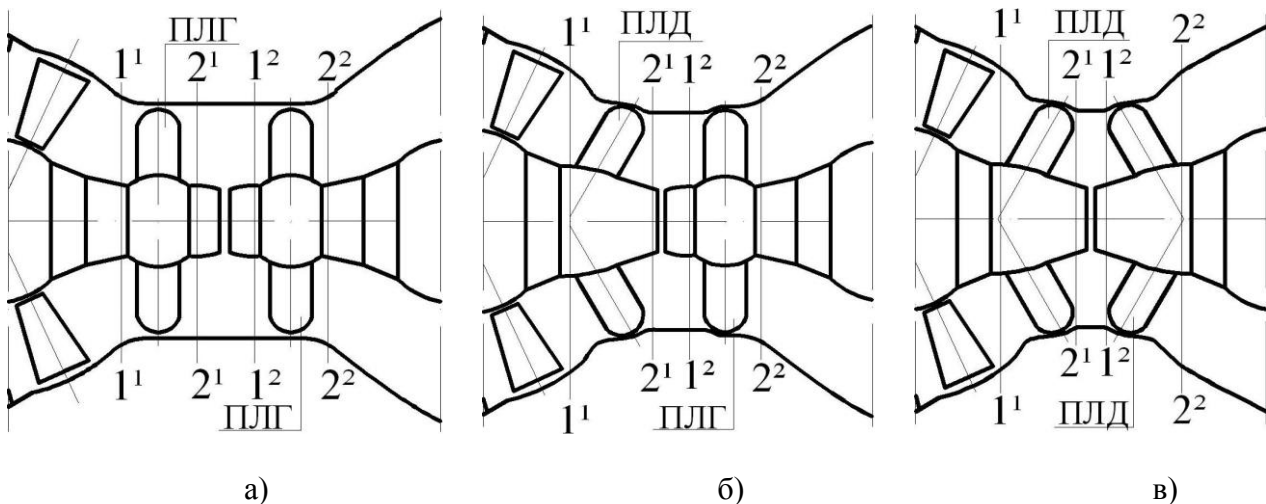


Рис. 2. Схема компоновки робочих коліс і розрахункові перетини зведеного прямооточного гідроагрегату.

а - два осьових колеса; б - діагональне та осьове колеса; в - два діагональних колеса

У роботі досліджено питання застосування радіально-осьових гідроагрегатів на напори понад 600 метрів за рахунок вдосконалення робочого процесу нових типів високонапірних гідротурбін. Детально проаналізований робочий процес у високонапірній радіально-діагональній турбіні РОД 400 (рис.3), що заснований на комбінаторній трьохелементній залежності, яка погоджує відкриття направляючого апарату (3), розміщеного перед робочим колесом РОД гідротурбіни (8) з розворотом лопаток проміжного направляючого апарату (4) і кутом розвороту лопатей діагонального колеса

(10), направлений на мінімізацію втрат напору при різних режимах експлуатації РОД гідротурбін.

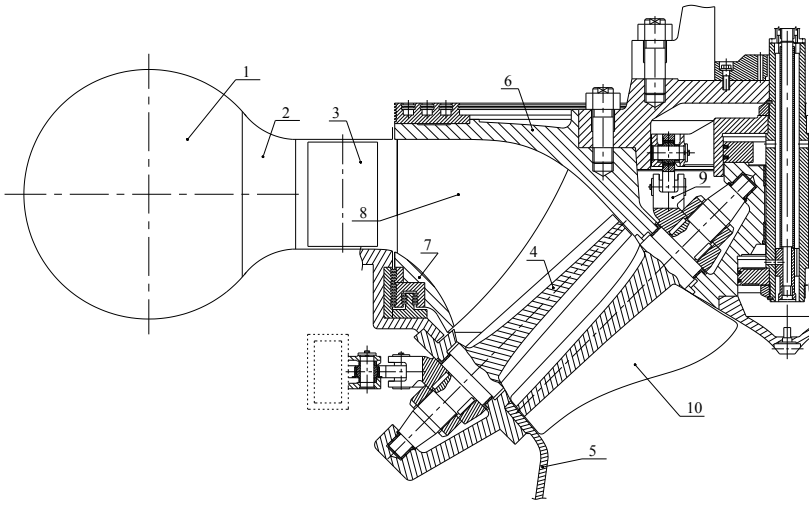


Рис. 3. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна

Відповідно до комбінаторної залежності загальний напір РОД гідротурбіни $H^{(РОД)}$ спрацьовується на радіально-осьовій лопатевій ступені $H^{(РО)}$ і на діагональній лопатевій ступені $H^{(Д)}$ за умови $H^{(РОД)} = H^{(РО)} + H^{(Д)}$, забезпечуючи при цьому, шляхом зміни співвідношень напорів, що спрацьовуються на кожній ступені (комбінаторна

залежність), мінімум втрат сумарного напору $H^{(РОД)}$.

Проаналізовано робочий процес РОД гідротурбіни та отримані наступні висновки:

1) витрата через РОД турбіну однакова для першої та другої лопатевих систем $Q^{(РОД)} = Q^{(Д)} = Q^{(РО)}$;

2) частота обертання ротора РОД турбіни: $\omega^{(РОД)} = \omega^{(РО)} = \omega^{(Д)}$;

3) гідравлічні втрати напору в радіально-діагональній турбіні складаються з суми втрат напору на першій та другій лопатевих системах

$$h^{(РОД)} = h^{(РО)} + h^{(Д)} = \zeta^{(РО)} H^{(РО)} + \zeta^{(Д)} H^{(Д)} = (1 - \eta_r^{(РО)}) H^{(РО)} + (1 - \eta_r^{(Д)}) H^{(Д)};$$

4) коефіцієнт втрат в радіально-діагональній турбіні визначається як

$$\begin{aligned} \zeta^{(РОД)} &= \frac{h^{(РОД)}}{H^{(РОД)}} = \frac{1}{H^{(РОД)}} (\zeta^{(РО)} H^{(РО)} + \zeta^{(Д)} H^{(Д)}) = \\ &= \zeta^{(РО)} \frac{H^{(РО)}}{H^{(РОД)}} + \zeta^{(Д)} \frac{H^{(Д)}}{H^{(РОД)}} = (1 - \eta_r^{(РО)}) \frac{H^{(РО)}}{H^{(РОД)}} + (1 - \eta_r^{(Д)}) \frac{H^{(Д)}}{H^{(РОД)}}; \end{aligned} \quad (1)$$

5) гідравлічний коефіцієнт корисної дії радіально-діагональної турбіни відповідно буде дорівнювати

$$\eta_r^{(РОД)} = (1 - \zeta^{(РОД)}) = \frac{1}{H^{(РОД)}} (\eta_r^{(РО)} H^{(РО)} + \eta_r^{(Д)} H^{(Д)}). \quad (2)$$

Робочий процес розглянутий для радіально-діагональної гідротурбіни з діаметром $D_1^{(РОД)} = 1\text{ м}$ при напорі, що спрацьовується на турбіні $H^{(РОД)} = 1\text{ м}$.

Тоді витрата через цю турбіну буде рівною $Q^{(РОД)} = Q_1'^{(РОД)}$ (де $Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$).

Величина обертання ротора $n^{(РОД)} = n_1'^{(РОД)}$ (де $n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}$).

Пропонована РОД модельна гідротурбіна (з $D_1^{(РОД)} = 1\text{ м}$ и $H^{(РОД)} = 1\text{ м}$) призначена для установки на напір 400 м (РОД 400) з розподілом напору, що спрацьовується на першій ступені 310 м (прототип РО 310) і на другій ступені 90 м (прототип Д 90). На ці параметри прототипами служать гідротурбіни РО-310/1107-В-38,8 №3439 ХТЗ з $n_{1\text{опт}}' = 63\text{ об/хв}$, $Q_{1\text{опт}}' = 400\text{ л/сек}$ та $\eta_{г.\text{опт}} = 92,8\%$ і ПЛД-90/2556-В-45-46 №2581 ЛМЗ з $n_{1\text{опт}}' = 86\text{ об/хв}$, $Q_{1\text{опт}}' = 850\text{ л/сек}$ та $\eta_{г.\text{опт}} = 92,1\%$.

З умови суміщення оптимумів універсальних характеристик (мінімумів гідравлічних втрат) по витратам і обертам РО 310 і ПЛД 90, отримані розрахункові вирази для діаметрів діагонального колеса:

$$D_1^{(Д)} = \sqrt{\frac{Q_{\text{опт}}}{(Q_{1\text{опт}}')^{(Д)} \sqrt{H^{(Д)}}}}; \quad D_1^{(Д)} = \frac{(n_{1\text{опт}}')^{(Д)} \sqrt{H^{(Д)}}}{n_{\text{опт}}}.$$

Взявши їх півсуму і округливши $D_1^{(Д)}$, визначено остаточну величину $D_1^{(Д)}$, що дозволяє обґрунтовано прокреслити контур проточної частини радіально-діагональної гідротурбіни. Після чого остаточно уточнюється розташування оптимуму універсальної характеристики РОД гідротурбіни, тобто визначаються величини $(Q_1')_{\text{опт}}^{(РОД)} = Q_{\text{опт}}^{(РОД)}$, $(n_1')_{\text{опт}}^{(РОД)} = n_{\text{опт}}^{(РОД)}$ и $\eta_{г.\text{опт}}^{(РОД)}$.

У роботі розроблено методику побудови прогновної універсальної характеристики для гідротурбін з багаторядними лопатевими системами, зокрема для пропонованої гідротурбіни РОД 400.

Розрахунки для побудови прогновної універсальної характеристики РОД 400 проводяться в табличній формі для модельної гідротурбіни РОД 400 з діаметром робочого колеса $D_1 = 1\text{ м}$ при напорі $H = 1\text{ м}$, орієнтуючись на вищевідзначені прототипи гідротурбін РО 310 і ПЛД 90. При цьому використовується метод послідовних наближень при знаходженні мінімуму гідравлічних втрат енергії (мінімуму $\zeta^{(РОД)}$ - формула (1)) або максимуму гідравлічного ККД (максимуму $\eta_{г.}^{(РОД)}$ - формула (2)).

Змінюючи співвідношення між $H^{(РО)}$ і $H^{(Д)}$, за умови $H^{(РО)} + H^{(Д)} = 1\text{ м}$, розрахунки повторюються поки не буде отримано таке співвідношення між напорами, що спрацьовуються, яке забезпечує максимальний гідравлічний ККД

радіально-діагональної гідротурбіни. Це є обов'язковою умовою комбінаторної залежності.

Зазначено, що гідравлічний ККД, визначений за результатами модельних лабораторних випробувань радіально-діагональної гідротурбіни, цілком ймовірно буде дещо більшим як в оптимумі, так і на режимах відмінних від оптимального внаслідок наступних обставин:

- при розгляді прототипу РО 310 величина η_r визначалася з урахуванням втрат у відсмоктувальній трубі, але для першої ступені РОД турбіни вони будуть рівні нулю;
- при розгляді прототипу ПЛД 90 величина η_r визначалася з урахуванням втрат у спіральній камері та в каналах статора, які також дорівнюють нулю для другої ступені РОД турбіни. До того ж завдяки трьохелементній комбінаторній залежності (відкриття першого направляючого апарату, кут розвороту лопаток другого направляючого апарату і кут розвороту лопатей діагональної ступені) циркуляційні втрати за діагональною лопатевою системою на нерозрахункових режимах зводяться до мінімальних.

На рис. 4 представлена прогнозна універсальна характеристика пропонованої гідротурбіни (позначена РОД 400) і звичайної гідротурбіни на напори 400 метрів (позначена РО 400), яка наочно демонструє перевагу пропонованої гідротурбіни.

Для порівняння було використано колесо РО 400/3515-В-80 №2514 ХТЗ.

Ізолінії ККД на рис. 4 представляють собою $\bar{\eta} = \eta / \eta_{\max}, \%$.

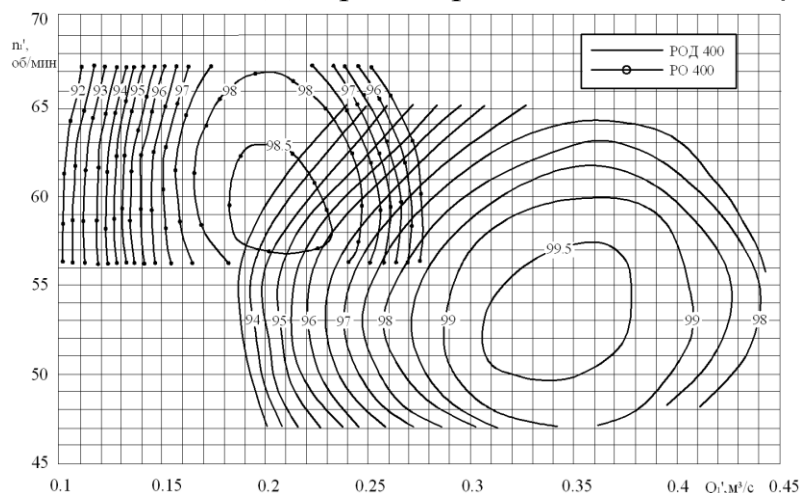


Рис. 4. Порівняння прогнозованої універсальної характеристики РОД 400 з характеристикою гідротурбіни РО 400/3515-В-80 №2514 ХТЗ

Дана методика дозволяє прогнозувати очікувані значення ККД, потужності, коефіцієнтів кавітації, визначити зону надійної експлуатації по напорам і витратам на початкових етапах проектування.

Третій розділ присвячено проектуванню і чисельному дослідженню лопатевих систем зведеного прямогочного гідроагрегату.

Проектування лопатевої системи робочого

колеса і чисельне дослідження її характеристик здійснюється шляхом спільного вирішення зворотної та прямої задач обтікання решіток профілів, які базуються на прийнятих моделях течії і гідравлічних втрат.

У даній роботі досліджено варіант компоновки з двома турбінами осьового типу - перша турбіна капсульна осьового типу ПЛГ 25, друга - капсульна осьового типу ПЛГ 15 (рис. 2 а). Припускаємо, що перша турбіна

(ПЛГ 25) спрацьовує 25 м напору, а друга (ПЛГ 15) - 15 м, тобто напір, що спрацьовується з двоєним капсульним гідроагрегатом дорівнює:

$$H = H^{(1)} + H^{(2)} = 25 + 15 = 40 \text{ м},$$

де ⁽¹⁾ – індекс, що позначає перше колесо; ⁽²⁾ – індекс, що позначає друге колесо.

Відношення циркуляцій, що спрацьовуються на першому і другому робочих колесах визначається рівнянням Ейлера:

$$(\Delta V_u r)_1 = \frac{\eta_{r1} g H_1}{\omega_1}, \quad (\Delta V_u r)_2 = \frac{\eta_{r2} g H_2}{\omega_2}.$$

За умови близьких напорів, що спрацьовуються $\eta_{A1} = \eta_{A2}$, тоді

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{H_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (3)$$

Кутова швидкість обертання робочих коліс дорівнює

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}. \quad (4)$$

Підставивши вираз (4) в (3)

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{H_2} \cdot \frac{n_2}{n_1}. \quad (5)$$

Згідно з рівнянням балансу потужності

$$N_{\dot{a}i} = \gamma Q_i H_i \Rightarrow H_i = \frac{N_{ri}}{\gamma Q_i}. \quad (6)$$

Підставивши вирази (4) і (6) в (3), отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{N_{r1}}{N_{r2}} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{n_2}{n_1}. \quad (7)$$

Закрутки потоку перед і за робочими колесами визначені згідно рівнянню Ейлера

$$(V_u r)_1^{(1)} - (V_u r)_2^{(1)} = \frac{\eta_r g H^{(1)}}{\omega^{(1)}},$$

$$(V_u r)_1^{(2)} - (V_u r)_2^{(2)} = \frac{\eta_r g H^{(2)}}{\omega^{(2)}},$$

у припущенні, що на виході з другого колеса закрутка потоку рівна нулю, тобто $(V_u r)_2^{(2)} = 0$.

Профілювання лопатевих систем виконувалася за допомогою методу розподілених вихорів (метод Лесохіна).

Розрахунок обтікання середніх решіток профілів лопатевих систем робочих коліс на прийнятій поверхні току і режимі роботи ($Q_1 - n_1$) проводився по методу ЦКТІ.

За даними обтікання лопатевих систем (по значенням і епюрам відносної швидкості $W(S)$ і коефіцієнту тиску $\bar{p}(S)$ (на лицьовій і тильній стороні лопаті) на прийнятому режимі визначено:

- параметри пограничних шарів на лицьовій і тильній сторонах лопаті і профільні втрати;
- кути атаки, ударні втрати і достовірність безвідривного потоку на тильній/лицьовій поверхні лопаті на різних режимах;
- циркуляційні втрати;
- побудовані кінематичні характеристики першої лопатевої системи ПЛГ 25 для різних варіантів циркуляції, що спрацьовується;
- побудовані кінематичні характеристики лопатевої системи ПЛГ 15 для різних варіантів кутів розвороту розрахункового профілю;
- побудований баланс втрат енергії в лопатевих системах (рис. 5а, 5б).

Осереднені сумарні гідравлічні втрати $\bar{h}_{\text{сум}}$ визначалися як сума осереднених по витраті профільних $\bar{h}_{\text{пр}}$, циркуляційних $\bar{h}_{\text{ц}}$ та ударних $\bar{h}_{\text{уд}}$ втрат: $\bar{h}_{\text{сум}} = \bar{h}_{\text{пр}} + \bar{h}_{\text{ц}} + \bar{h}_{\text{уд}}$. Дискові, кромкові і об'ємні втрати у цій роботі не враховувалися.

На рисунках 5а і 5б представлені графіки зміни профільних, ударних, циркуляційних і сумарних втрат (для середніх профілів робочих коліс зведеного капсульного гідроагрегату залежно від витрати, при постійних обертах).

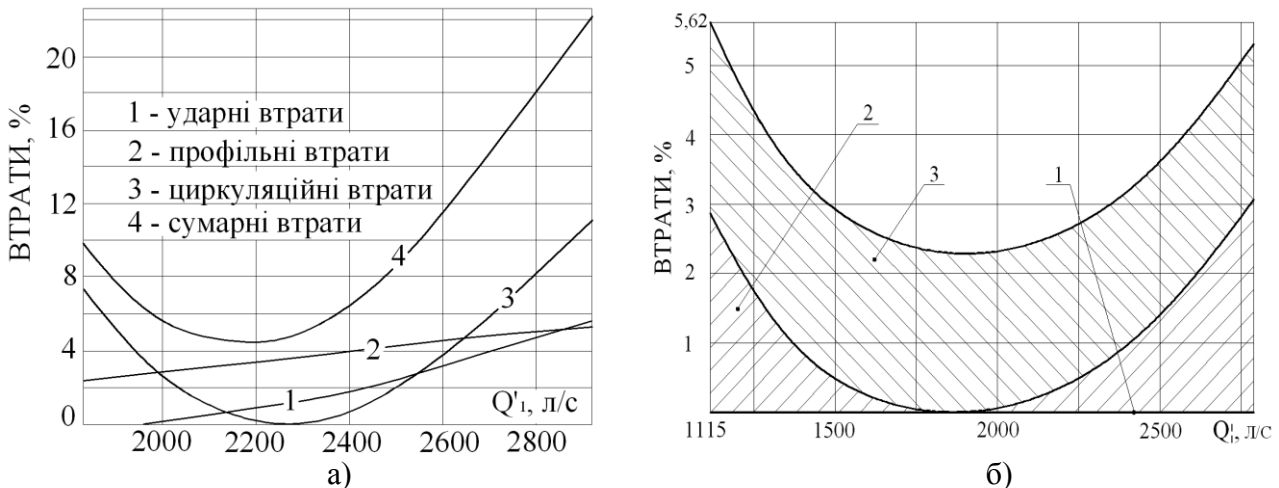


Рис. 5. Втрати енергії на оптимальному режимі в лопатевих системах:

а) ПЛГ 25 при $n_1 = 170$ об/хв., $D_1 = 1$ м; б) ПЛГ 15 при $n_1 = 160$ об/хв., $D_1 = 1$ м.

1- циркуляційні втрати, 2- ударні втрати, 3- профільні втрати

При відсутності модельних характеристик спрогнозувати параметри, що видаються гідромашиною, можливо лише за результатами розрахунку картини течії рідини усередині її проточної частини. Чисельне моделювання руху просторового потоку в проточній частині прямого капсульного гідроагрегату ПЛГК 25 проводилося за допомогою програмного комплексу FlowVision. Для розрахунку тривимірної течії в проточній частині капсульного

гідроагрегату в роботі було використано модель нестискуваної рідини та $k - \varepsilon$ модель турбулентності. Розрахунок течії рідини чи газу в сучасних програмних продуктах, зокрема у FlowVision, виконується шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища. Такими є рівняння Нав'є - Стокса (8) та нерозривності (9):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (8)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0. \quad (9)$$

При використанні $k - \varepsilon$ моделі турбулентності система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують перенесення відповідно кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації ε .

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

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

де $P_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії k ,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри ε і μ_t визначаються наступним чином: $\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}$, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$.

Константи $k - \varepsilon$ моделі: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

Чисельне моделювання руху просторового потоку в проточній частині прямооточного капсульного гідроагрегату ПЛГК 25 дозволило визначити і візуалізувати картину течії рідини в проточній частині гідроагрегату. Було отримано хороший збіг (розбіжність в межах 5%) значень відносних швидкостей в міжлопатевих каналах робочого колеса з аналогічними величинами розрахованими по прямій задачі методом ЦКТІ.

Четвертий розділ присвячений аналізу втрат енергії у високонапірних гідротурбінах, обумовлених характерними особливостями структури потоку в проточних частинах, на базі експериментальних досліджень проведених на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХП».

Вдосконалення елементів проточної частини гідротурбіни для зменшення гідравлічних втрат енергії в підводячі органи і робочому колесі, можливе на основі аналізу вихрової структури турбулентного течії рідини в цих елементах.

Аналіз проводився на основі результатів всебічних експериментальних досліджень структури потоку в проточній частині високонапірної гідротурбіни з номенклатурним робочим колесом РО 500 I-2б, зондових вимірів параметрів потоку в спіральній камері, на 23-х режимах роботи гідротурбіни на циліндричній поверхні перед робочим колесом, а також вимірів параметрів потоку на конічній поверхні за робочим колесом.

При дослідженні структури потоку перед робочим колесом основна увага приділялася наступним питанням:

- а) вихровій структурі потоку;
- б) нерівномірності потоку по висоті направляючого апарату;
- в) нерівномірності потоку в окружному напрямку;
- г) характеристиці потоку, усередненого по окружному напрямку;
- д) характеристиці потоку, усередненого по циліндричній поверхні.

З аналізу результатів експериментальних досліджень видно:

- істотне зменшення енергії потоку в зоні ступиці, особливо в зоні обода в перетині перед робочим колесом;
- в цілому втрати енергії в підводячих органах гідротурбіни РО 500I-2б складають 2,5-4%;
- істотне зменшення (унаслідок впливу нерухомих твердих поверхонь) моменту кількості руху ($V_u r$) у верхній і нижній частині потоку, що натікає на робоче колесо, а також збільшення величини усередненої швидкості \bar{V}_r біля ступиці та ободу перед робочим колесом, що пояснюється проявом впливу «парного вихору», що виникає в спіральній камері.

Для всіх розглянутих режимів характерною є істотна зміна кута натікання потоку φ у вхідному перетині перед робочим колесом по висоті направляючого апарату. Так, при $a_0 = 17$ мм, $n_1' = 65$ об/хв кут φ змінюється від $17^\circ \div 20,5^\circ$ (залежно від положення зонда по колу) біля нижнього кільця направляючого апарату, до $12^\circ \div 15,5^\circ$ в центральній частині та $18^\circ \div 21^\circ$ біля верхнього кільця. така нерівномірність приводить до зміни циркуляції швидкості по різних перетинах лопатей, а, отже, і до нерівномірності розподілу тиску по різних поверхнях току на поверхні лопаті.

Особливо велика нерівномірність розподілу тиску спостерігається на поверхні вхідної кромки лопаті по висоті вхідної кромки, що обумовлено зміною кута натікаючого потоку по висоті направляючого апарату перед робочим колесом.

Циркуляційні втрати робочого колеса $V_u^2 / 2g$ змінюються від нуля до 5% при $n_1' = 65 = const$ і різних a_0 (відкриттях направляючого апарату) та від нуля до 10% при $a_0 = 17$ мм = $const$ і різних величинах n_1' , об/хв.

Врахування результатів проведеного аналізу, а саме нерівномірності розподілу швидкостей і вихорів у вхідному перетині перед робочим колесом, дозволяє більш обґрунтовано задати структуру усередненого потоку, в якості граничних умов при комп'ютерному математичному моделюванні робочого процесу і розрахунку структури потоку для робочих коліс, що знов розробляються.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу підвищення енергетичних показників гідроагрегатів шляхом вдосконалення робочого процесу нових типів гідротурбін з багаторядними лопатевими системами.

Основні результати і висновки:

1. На основі інформаційно-аналітичного огляду відзначено перспективи розробки нових типів горизонтальних прямоточних і високонапірних радіально-осьових гідротурбін з високими енергокавітаційними показниками, з метою застосування їх на вищі напори.

2. Описані і проаналізовані особливості робочого процесу здвоєних прямоточних гідроагрегатів і науково-обґрунтовано доцільність застосування даних гідроагрегатів на напори 40-260 м. По результатам аналізу робочого процесу розроблені науково-обґрунтовані пропозиції по номенклатурі здвоєних прямоточних гідроагрегатів.

3. Застосування прямоточних гідроагрегатів на напори понад 100 м дозволяє розповсюдити переваги цих гідроагрегатів на діапазон напорів, де застосовуються радіально-осьові гідротурбіни, що дасть можливість при тому ж діаметрі робочого колеса збільшити потужність гідроагрегату більш ніж в два рази, підвищити на 5-10% середньоексплуатаційний ККД, тобто збільшити виробку електроенергії на ці ж 5-10%.

4. Проведено розрахункові дослідження лопатевих систем робочих коліс здвоєного прямоточного гідроагрегату, що дозволило отримати кінематичні характеристики потоку на вході і виході з лопатевих систем. Проведений аналіз розрахунків обтікання (по методу ЦКТІ) лопатевих систем робочих коліс ПЛГ 15 і ПЛГ 25 здвоєного прямоточного гідроагрегату і побудований баланс сумарних втрат енергії при $n_1' = \text{const}$. Сумарні втрати на першій лопатевій системі ПЛГ 25 склали 2,2% на оптимальному режимі роботи, а на другій лопатевій системі ПЛГ 15 - 2,5%.

5. Проведено чисельне моделювання руху просторового потоку в проточній частині прямоточного гідроагрегату ПЛГК 25 за допомогою програмного комплексу FlowVision, що дозволило визначити і візуалізувати картину течії рідини в проточній частині гідроагрегату. Описано методику розрахунку тривимірних течій за допомогою FlowVision стосовно капсульного гідроагрегату. Було отримано хороший збіг (розбіжність в межах 5%) значень відносних швидкостей в міжлопатевих каналах робочого колеса з аналогічними величинами порохованими по прямій задачі методом ЦКТІ.

6. Подальше використання радіально-осьових гідротурбін на напори понад 600 м пов'язане з підвищенням гідравлічних втрат енергії, що робить не

раціональним використання традиційно застосовуваних для радіально-осьових гідротурбін конструктивних рішень. Ця проблема вирішена за рахунок вдосконалення робочого процесу нових типів високонапірних гідротурбін.

7. Розроблена науково-обґрунтована методика отримання прогнозованої універсальної характеристики гідротурбін з багаторядними лопатевими системами. По даній методиці побудована прогнозна універсальна характеристика пропонованої гідротурбіни (РОД 400). Порівняння її з характеристикою звичайної гідротурбіни на напори 400 м (РО 400) наочно демонструє переваги пропонованої гідротурбіни:

- значно збільшена пропускна спроможність в порівнянні з радіально-осьовою турбіною. На оптимальному режимі роботи, $Q_1^{(РОД400)} = 0,35 \text{ м}^3/\text{сек}$, а $Q_1^{(РО400)} = 0,2 \text{ м}^3/\text{сек}$;

- ККД на оптимальному режимі роботи для РОД-400 вище на 1%, чим у радіально-осьової турбіни РО 400 і складає $\eta_{\text{опт}}^{(РОД400)} = 91,4\%$;

- при одному і тому ж діаметрі робочого колеса одинична потужність радіально-діагональної гідротурбіни РОД 400 на 50-70% вища, ніж у турбіни РО 400. При діаметрі робочого колеса $D_1 = 4.5 \text{ м}$ потужність гідротурбіни РОД 400 на оптимальному режимі складає $N^{(РОД400)} = 500 \text{ МВт}$, а для радіально-осьової турбіни РО 400 $N^{(РО400)} = 300 \text{ МВт}$.

8. Отримані суттєві дані про вплив вихрової структури потоку в проточній частині і міжлопатевих каналах високонапірних радіально-осьових гідротурбін на їх енергокавітаційні характеристики.

В цілому втрати енергії в підводячих органах гідротурбіни РО 500 I-2б складають 2,5-4%. Циркуляційні втрати робочого колеса $V_u^2 / 2g$ змінюються від нуля до 5% при $n_1' = 65 = \text{const}$ і різних a_0 (відкриттях направляючого апарату) і від нуля до 10%, при $a_0 = 17 \text{ мм} = \text{const}$ і різних величинах n_1' , об/хв.

9. Результати досліджень прийняті для використання в практиці створення високоефективних гідротурбін на напори 40-600 м ВАТ «Турбоатом» (м. Харків) та впроваджено в навчальний процес на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХП» в курсах «Гідравлічні турбіни», «Основи теорії робочого процесу і гідродинамічного розрахунку лопатевих гидромашин», «Математичне і фізичне моделювання робочого процесу гідротурбін».

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Крупа Є.С. Дослідження робочого процесу зведеного капсульного прямооточного гідроагрегату /Потетенко О.В., Дранковський В.Е., Крупа Є.С.// Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2008. – №6/5(36). – С. 30-34.

Здобувачем обґрунтовано доцільність застосування горизонтальних капсульних гідроагрегатів, а також описана конструкція зведеного капсульного гідроагрегату.

2. Крупа Є.С. Розрахункове дослідження лопатевих систем робочих коліс зведеного капсульного прямоточного гідроагрегату / Потетенко О.В., Дранковський В.Е., Крупа Є.С.// Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ “ХПІ”. – 2009. – №3. – С. 187-192.

Здобувачем приведені схеми компоновок робочих коліс зведених капсульних гідроагрегатів, виконано аналіз розрахунків обтікання лопатевих систем робочих коліс по методу ЦКТИ.

3. Крупа Є.С. Розрахункове дослідження робочого процесу зведеного капсульного прямоточного гідроагрегату /Потетенко О.В., Дранковський В.Е., Крупа Є.С.// Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2009. – №3/7(39). – С. 29-32.

Здобувачем виконане профілювання другої лопатевої системи зведеного капсульного гідроагрегату, побудовані кінематичні характеристики $\Gamma_2 D/Q = 0$ на виході з лопатевої системи, побудований баланс втрат при $n_1 = const$.

4. Крупа Е.С. Тенденции продвижения горизонтальных прямоточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации /Потетенко О.В., Дранковский В.Э., Крупа Е.С.[и др.]// Вісник СУМДУ. – Суми, 2010. – №3. – С. 125-135.

Здобувачем описані тенденції використання горизонтальних прямоточных і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори з широким діапазоном експлуатації, були приведені нові конструктивні рішення гідроагрегатів різних типів.

5. Крупа Е.С. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части/ Потетенко О.В., Дранковский В.Э., Крупа Е.С. [и др.]// Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2012. – №7. – С. 151-159.

Здобувачем на основі всесторонніх експериментальних досліджень проаналізована вихрова структура потоку в проточних частинах модельних гідротурбін радіально-осьового типу на натиски 300-600 метрів.

6. Крупа Е.С. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400, РО 500 и РО 600/ О.В.Потетенко, В.Э. Дранковский, Е.С. Крупа [и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2012. – № 3/8 (57). – С. 50–57.

Здобувачем проведено глибокий аналіз причин виникнення вихрової структури потоку та підвищених втрат енергії, а також аналіз різних математичних моделей потоку в каналах високонапірних РО гідротурбін.

7. Крупа Е.С. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики / О. В. Потетенко, А. М. Гришин, Е. С. Крупа [и др.] / Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2012. – № 33 . – С. 109-119.

Здобувачем описано робочий процес РОД гідротурбіни, а також викладено методичку побудови прогнозної універсальної характеристики для гідротурбін з багаторядними лопатевими системами.

8. Крупа Е.С. Разработка горизонтальных прямооточных и радиально-осевых вертикального исполнения гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном надежных режимов эксплуатации по напорам и расходам/ О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, Крупа Е.С. [и др.] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. Программа и CD-ROM труды XII Междунар. науч.-техн. конф. (Змиев, 2009). – Харьков: Ин-т проблем машиностроения НАН Украины, 2009. (Секция 5, доклад 1).

Здобувачем описані основні положення щодо особливостей робочого процесу нових типів горизонтальних на радіально-осьових гідротурбін та перспективи їх застосування на більш високі напори.

9. Крупа Є.С. Перспективи створення високоефективного гідротурбінного устаткування/ О.В. Потетенко, Є.С. Крупа, В.Е. Дранковський // Тези доп. Міжн. нук.-техн. конф. молодих учених та студентів "Актуальні проблеми сучасних технологій". 21-22 грудня 2010. – Тернопіль:– 2010.– С. 118.

Здобувачем приводяться переваги горизонтальних капсульних гідроагрегатів, в порівнянні з гідротурбінами зі спіральним підводом води, та перспективи їх застосування на напори вище 40 метрів.

10. Крупа Є.С. Дослідження робочого процесу другої гідротурбіни здвоєного прямооточного гідроагрегату/ О.В. Потетенко, Є.С Крупа, В.Е. Дранковський // Тези докладів XVIII Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків, НТУ «ХП». – 2010. – С. 314.

Здобувачем приведені результати чисельного дослідження другої лопатевої системи здвоєного прямооточного гідроагрегату.

11. Крупа Є.С. Гідродинамічні методи розробки сучасних підводячих органів гідротурбін на основі рівнянь, що описують закони збереження маси, імпульсу і моменту імпульсу/ О.В. Потетенко, Є.С. Крупа, В.Е. Дранковський, О.С. Вахрушева// Тези докладів XIX Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків, НТУ «ХП». – 2011. – С. 255.

Здобувачем описано гідродинамічні методи розробки сучасних підводячих органів гідротурбін.

12. Крупа Е.С. Численное моделирование движения пространственного потока в проточной части гидроагрегатов с помощью программного комплекса FlowVision/ О.В. Потетенко, Е.С. Крупа, В.Э. Дранковский // Тези докладів XX Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків, НТУ «ХП». – 2012. – С. 279.

Здобувач привів етапи розрахунку тривимірної течії в проточній частині капсульного гідроагрегату з допомогою програмного комплексу FlowVision.

АНОТАЦІЇ

Крупа Є.С. Підвищення енергетичних показників гідроагрегатів шляхом вдосконалення робочого процесу нових типів гідротурбін. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2012.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної задачі – підвищення енергетичних показників гідроагрегатів через вдосконалення робочого процесу нових типів гідротурбін.

По результатам аналізу робочого процесу здвоєного прямоточного гідроагрегату розроблено науково-обґрунтовані пропозиції по номенклатурі даних типів гідротурбін на напори 40-260 метрів.

Розроблено науково-обґрунтовану методику отримання прогновної універсальної характеристики гідротурбін з багаторядними лопатевими системами. По даній методиці було побудовано прогнозну універсальну характеристику радіально-діагональної гідротурбіни РОД 400.

Наведені результати розрахункового дослідження лопатевих систем здвоєного прямоточного гідроагрегату, які дозволили отримати кінематичні характеристики потоку на вході та виході з лопатевих систем.

Проведено чисельне моделювання руху просторової течії в проточній частині прямоточного гідроагрегата ПЛПК 25 з допомогою програмного комплексу FlowVision, що дозволило визначити та візуалізувати картину течії рідини в проточній частині гідроагрегату.

В роботі отримані нові дані про вплив вихрової структури течії в проточній частині та міжлопатевих каналах високонапірної гідротурбіни РО 500 на її енергокавітаційні характеристики.

Ключові слова: радіально-діагональна гідротурбіна, здвоєний прямоточний гідроагрегат, проточна частина, робоче колесо, гідродинамічні характеристики, енергетичні показники.

Крупа Е.С. Повышение энергетических показателей гидроагрегатов посредством совершенствования рабочего процесса новых типов гидротурбин. На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2012.

Диссертационная работа посвящена решению актуальной научно-практической задачи повышения энергетических показателей гидроагрегатов посредством совершенствования рабочего процесса новых типов гидротурбин.

В диссертации приведен анализ литературных источников из которого вытекает актуальность разработки новых типов гидравлических турбин капсульного типа и высоконапорных радиально-осевых гидротурбин с высокими энергокавитационными показателями, посредством математического

и физического моделирования их рабочего процесса, с целью применения данных турбин на более высокие напоры.

Описаны и проанализированы особенности рабочего процесса в проточной части сдвоенного прямоточного гидроагрегата и научно-обоснована целесообразность применения данных гидроагрегатов на напоры 40-260 м. По результатам анализа рабочего процесса разработаны научно-обоснованные предложения по номенклатуре сдвоенных прямоточных гидроагрегатов на напоры 40-260 м.

Проведены расчетные исследования лопастных систем рабочих колес сдвоенного прямоточного гидроагрегата, которые позволили получить кинематические характеристики потока на входе и выходе из лопастных систем. Проведен анализ расчетов обтекания (по методу ЦКТИ) лопастных систем рабочих колес ПЛГ 15 и ПЛГ 25 сдвоенного прямоточного гидроагрегата и построен баланс суммарных потерь энергии при $n_1 = \text{const}$. Суммарные потери на первой лопастной системе ПЛГ 25 составили 2,2% на оптимальном режиме работы, а на второй лопастной системе ПЛГ 15 – 2,5%.

Проведено численное моделирование движения пространственного потока в проточной части прямоточного гидроагрегата ПЛГК 25 с помощью программного комплекса FlowVision, которое позволило определить и визуализировать картину течения жидкости в проточной части гидроагрегата. Описана методика расчета трехмерных течений с помощью FlowVision применительно к капсульному гидроагрегату.

Дальнейшее использование радиально-осевых гидротурбин на напоры свыше 600 м в качестве последствий будет иметь еще большее повышение гидравлических потерь энергии, что делает не рациональным использование традиционно применяемых для радиально-осевых гидротурбин конструктивных решений. Эта проблема решена за счет совершенствования рабочего процесса методами математического и физического моделирования новых типов высоконапорных гидротурбин.

Разработана научно-обоснованная методика получения прогнозной универсальной характеристики гидротурбин с многорядными лопастными системами. По данной методике была построена прогнозная универсальная характеристика предлагаемой гидротурбины (РОД 400). Сравнение ее с характеристикой обычной гидротурбины на напоры 400 м (РО 400) наглядно демонстрирует преимущество предлагаемой гидротурбины.

На основе всесторонних экспериментальных исследований вихревой структуры потока в проточной части радиально-осевой гидротурбины РО 500 I- 2б, выполненных на кафедре гидромашин НТУ «ХПИ», проведен анализ потерь энергии в проточной части

Учет результатов данного анализа позволит существенно повысить уровень проектирования высоконапорных радиально-осевых гидротурбин.

Ключевые слова: радиально-диагональная гидротурбина, сдвоенный прямоточный гидроагрегат, проточная часть, рабочее колесо, гидродинамические характеристики, энергетические показатели.

Krupa E.S. Improving energy performance of hydraulic units by improving the workflow of new types of hydraulic turbines. Manuscript.

The thesis for receiving candidate degree of technical sciences of a specialty 05.05.17 – hydraulic machines and pneumatic units. – National Technical University the «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, 2012.

The thesis is devoted to solving scientific problems - improving energy performance through improved hydraulic workflow of new types of hydraulic turbines.

The results analysis workflow dual uniflow hydraulic scientifically-grounded suggestions on nomenclature of these types of turbines on heads 40-260 meters.

A scientific and reasonable method of forecasting a universal hydraulic characteristics of a several blade systems. By this method it was built projected universal characteristic radial-turbine diagonal ROD 400.

The results of current studies of blade systems uniflow dual hydraulic unit, which allowed to obtain kinematic characteristics of the flow at the inlet and outlet of the blade systems.

Numerical modeling of spatial trends in the running of the uniflow hydrounit PLGK 25 with the help of software FlowVision, allowing to identify and visualize the picture of the flow of fluid in the flow channel of the hydraulic unit.

We obtain new data on the effect of the vortex flow structure in hydraulic and interscapular channels high pressure turbine RO 500 on its energy and cavitations characteristics.

Keywords: radial diagonal hydraulic turbines, hydraulic double straight, flow space, runner, hydrodynamic characteristics, energy performance.



Підписано до друку 01.10.2012 р. Формат 60x84/16.

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

Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Замовлення №

Надруковано у СПДФО Ізрайлев Є.М.

Свідоцтво № 04058841 Ф0050331 від 21.03.2001 р.

61024, м. Харків, вул. Фрунзе, 16