МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
НАУКОВО-НАВЧАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ
КОМП'ЮТЕРНОЇ ФІЗИКИ ТА ЕНЕРГЕТИКИ

Теплофізики молекулярної фізики та енергоефективності

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Розрахунок на міцність моделі колеса ОРО52/46-35 оборотної гідромашини Канівської ГАЕС»

Виконав: студент 4 курсу, групи НФ-42
Заїка С.М.
спеціальність:
105 Прикладна фізика та наноматеріали
освітня програма: прикладна фізика
Керівник : Ю.М. Мацевитий

Рецензент:

Харків – 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра теплофізики молеклярнох фізики та енергоефективності
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) бакалавр
Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Юрій Мацевитий

підпис

"____"_____2020 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

Заїки Сергія Миколайовича

1.Тема роботи «Розрахунок на міцність моделі колеса ОРО52/46-35 оборотної гідромашини Канівської ГАЕС», керівник роботи: Ю.М. Мацевитий затверджені наказом по університету від 5 грудня 2020 року № 0210–05/2249.

2. Строк подання студентом роботи 06.06.2020

3. Перелік питань, які потрібно розробити: розрахунок моделі колеса оборотьної гідромашини на міцність, визначення навантажень, що діють на лопать колеса, а саме: центробіжна сила, сила що дорівнює статичному тиску рідини(імпульсна сила), сила, що дорівнює різниці тисків з двох сторін лопаті(реактивна сила). Підбиття висновків.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Вибір теми.
2	Затвердження теми на кафедрі
3	Робота над літературою та іншими джерелами
4	Написання вступу до роботи та першого розділу
5	Написання другого розділу
6	Написання третього розділу
7	Завершення написання дипломної роботи (висновки та література)
8	Подача науковому керівнику
9	Відгук, рецензія, підготовка до захисту
10	Попередній захист
11	Захист

5.Дата видачі завдання

Студент _____ Сергій ЗАЇКА

підпис

Керівник роботи _____ Юрій МАЦЕВИТИЙ

підпис

РЕФЕРАТ

Робота на тему «Розрахунок на міцність моделі колеса ОРО52/46-35 оборотної гідромашини Канівської ГАЕС» виконана студентом четвертого курсу Заїкою Сергієм Миколайвочем.

У роботі проводиться критичний огляд існуючих методів розрахунку міцності та гідравлічних параметрів потоку рідини. Були проведені дослідження щодо доцільності та перспективності розвитку гідроакумулюючих електростанцій. У роботі розглянуті характеристики гідравлічного потоку в направляючому апараті гідротурбіни, коефіцієнт запасу міцності лопатки робочего колеса, побудовані їх моделі. Отримані результати, котрі дають рекомендації щодо подальшої експлуатації моделі на стенді гідротурбін.

Виконана робота за обсягом займає 63 сторінок, з них 52 сторінок основна частина, яка має 3 розділів; _ таблиць, __ ілюстрацій та __ використаних джерел.

Метої цієї роботи є дослідження міцності моделі колеса ОРО52/46-35 оборотної гідромашини Канівської ГАЕС.

За для досягнення поставленної мети попередньо були визначені та розраховані наступні робочі параметри: гранічні умови задачі,

Новизна роботи полягає в тому, що модель робочего колеса є невідємною частиною унікального дослідницького стенду, а розрахунок на міцність робочего колеса проводиться вперше.

Ключові слова: гідроакумулюючі електростанції, пакет інженерних програм, гідротурбіни, каневская гаєс, ИПМаш ім. а.м.підгорного, модель робочего колеса, розрахунок на міцність.

ABSTRACT

The work on the topic "Calculation of the strength of the wheel model ORO52 / 46-35 of the reversible hydraulic machine of Kaniv PSP" was performed by a fourth-year student Zaika Serhiy Mykolayvoch.

The paper provides a critical review of existing methods for calculating the strength and hydraulic parameters of the fluid flow. Studies have been conducted on the feasibility and prospects for the development of storage power plants. The paper considers the characteristics of the hydraulic flow in the guide apparatus of the turbine, the safety factor of the impeller blade, built their models. The results are obtained, which give recommendations for further operation of the model on the stand of hydraulic turbines.
The work performed by volume occupies 63 pages, of which 52 pages are the main part, which has 3 sections; _ tables, __ illustrations and __ sources used.
The purpose of this work is to study the strength of the wheel model ORO52 / 46-35 reversible hydraulic machine Kaniv PSP.
In order to achieve this goal, the following operating parameters were previously determined and calculated: the boundary conditions of the problem,
The novelty of the work is that the model of the impeller is an integral part of a unique research stand, and the calculation of the strength of the impeller is carried out for the first time.

KEY WORDS: HYDRO ACCUMULATIVE POWER PLANTS, PACKAGE OF ENGINEERING PROGRAMS, HYDROTURBINES, KANEVSKAYA GAYES, IPMash named after A.M. PIDHORNY.

ЗМІСТ

ВСТУП……..7

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ОБЛАСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Принцип дії гідроакумулюючих електростанції……..…….……12

1.2.Розвиток ідеї перетворення механічної енергії потоку……..…...13

1.3. Сучасне використання гідроелектростанцій...…….…….....14

1.4. Насосне зберігання і поновлювані джерела енергії……..16

1.5. Проект Канівської ГАЕС…….……....…....17

1.6. Висновки……...…….18

РОЗДІЛ 2. БУДОВА, ХАРАКТЕРИСТИКИ, ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА МІЦНІСТЬ

2.1. Порівнянна та будова гідротурбіни ……..20

2.2. Перетворення енергії в гідравлічних машинах, основні їх характеристики ……21

2.3. Аналітичні методи розрахунку основних параметрів гідротурбіни……25

2.4. Фізичні процеси, що відбуваються в проточній частині гідротурбіни…...27

2.5. Висновки……...28

РОЗДІЛ 3.МОДЕЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ. ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.

3.1. Опис об’єкту дослідження…….…….30

3.2. Загальна постановка задач дослідження……..……..41

3.3. Побудова моделі проточної частини, розрахунок параметрів потоку робочої ріини, та проведення досліджень……45

ВИСНОВКИ …….55
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ……56

ВСТУП

Робота будь-якої електростанції, перш за все, передбачає проведення науково-дослідних експериментів, аналізів і дослідів, для здійснення яких необхідний цілий спектр складових: лабораторне обладнання та прилади, достатньої точності вимірювання, та інші матеріали, що веде до великих витрат та ризиків, якщо їх проводити на натурній машині, тож виникає питання створення спеціальних лабораторій та інститутів, що займаються розробкою нових, та модернізацію існуючих гідротурбін та агрегатів. Таким чином створюють модель реально існуючої, або проектованої проточних частини, за для проведення випробувань та визначення оптимальних вхідних параметрів задля створення робочого колеса з максимально можливим коефіцієнтом корисної дії, потужністю, та з максимальним строком роботи. Але проводити роботи необхідно максимально ефективно, в тому числі економічно, це досягається завдяки постійній взаємодії з іншими галузями науки, в даному випадку впроваджені нових матеріалів для вироблення деяких частин проточної частини, а саме виготовлення елементів з пластику за допомогу 3Д принтеру.

Для досягнення поставленої мети визначені **задачі**:

Дослідити питання дійсності та взагалі можливості проведення випробувань при відходженні від матеріалів реальних турбін. Встановити запас по міцності лопаті робочего колеса, виробленого із PLA пластику.

Об’єкт дослідження.

Модель проточної частини дослідницького стенду оборотьних гідротурбін інституту проблем машинобудування.

Предмет дослідження.

Розрахунок на міцність моделі колеса ОРО52/46-35 оборотної гідромашини Канівської ГАЕС.

Методи дослідження.

Рохрахунок міцності виконується за критеріем Мора-Колумба що полягає у використанні теорії Мора-Колумба. Цей критерій використовується для крихких матеріалів з різними властивостями розтягування і стиснення. Крихкі матеріали - не мають певної точки плинності, до них належить PLA пластик, з якого виготовлено лопать робочего колеса. Також в розрахунках використовуються численні методи скінченних елементів, та інші методі математичної фізики.

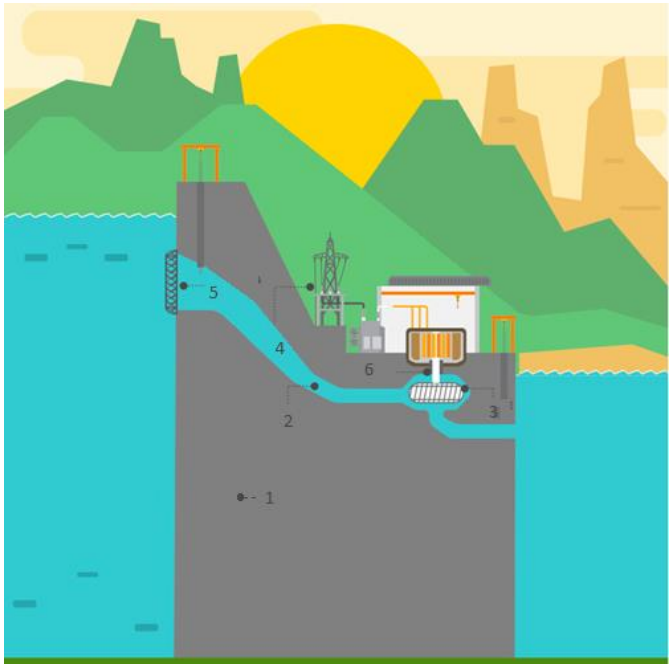
Практичне значення отриманих результатів:

Виходячи із результатів цієї роботи можна буде робити висновки про можливість подальшого використання моделі робочего колеса ОРО52/46-35 оборотної гідромашини Канівської ГАЕС, виконаного з пластику, для наукових та інженерних досліджень.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ОБЛАСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Принцип дії гідроакумулюючих електростанцій.

Як саме акумулююча гідроєлектостанція отримує електрику з води? Насправді, гідроелектростанції і електростанції, що працюють на вугіллі, виробляють електрику однаково. В обох випадках джерело енергії використовується для обертання пропеллероподобного елемента, званого турбіною, яка потім обертає металевий вал в електричному генераторі, який є двигуном, який виробляє електрику. Вугільна електростанція використовує пар для обертання лопатей турбіни; в той час як гідроелектростанція використовує падаючу воду для обертання турбіни. Результати однакові. На рис. 1. Наведна класична схема гідроакумулюючої електростанції.



1 – дамба; 2 – напірний патрубок; 3 – гідротурбіна; 4 – трансформатор; 5 – решітка від мусору; 6 – генератор;

Рис. 1. Схема гідроакумулюючої електростанції.

Що стосується роботи цього генератора, пояснюється це так:

«Гідравлічна турбіна перетворює енергію проточної води в механічну енергію. Гідроелектричний генератор перетворює цю механічну енергію в електрику. Робота генератора заснована на принципах, відкритих Фарадеем. "

Насправді попит на електроенергію не "плоский", а непостійний. Попит зростає і зростає протягом дня, а відразу потреба в електроенергії в будинках, на підприємствах та інших об'єктах зменшується. Наприклад, о 17:00 в жаркий серпневий вихідний день, існує величезна потреба в електриці для роботи мільйонів кондиціонерів. Але 12 годин по тому в 5:00 ранку не так вже й багато. Гідроелектростанції більш ефективні в забезпеченні пікових потреб в електроенергії протягом коротких періодів, ніж електростанції на викопному паливі та атомні електростанції, і один із способів зробити це - використовувати «насосне сховище», яке повторно використовує одну і ту ж воду кілька разів.

Насосне сховище - це метод збереження води для пікових потреб в енергії за рахунок перекачування води, яка вже протікала через турбіни, назад в басейн зберігання над електростанцією в той час, коли споживчий попит на енергію низький, наприклад, в середині ночі. Потім воду спускають назад через турбогенератори в моменти, коли потреба в них висока і на систему покладається велике навантаження.

Резервуар діє як батарея, накопичуючи енергію у вигляді води при низьких вимогах і виробляючи максимальну потужність протягом добових і сезонних періодів пікового навантаження. Перевага накопичувального сховища полягає в тому, що гідроагрегати здатні швидко запускатися і швидко регулювати продуктивність. Вони працюють ефективно при використанні

протягом однієї години або декількох годин. Оскільки насосні резервуари для зберігання відносно невеликі, витрати на будівництво, як правило, нижчі в порівнянні зі звичайними гідроенергетичні спорудами.

Діаграма, що показує, як вода може бути повторно використана для виробництва гідроелектроенергії.(Рис.2.)

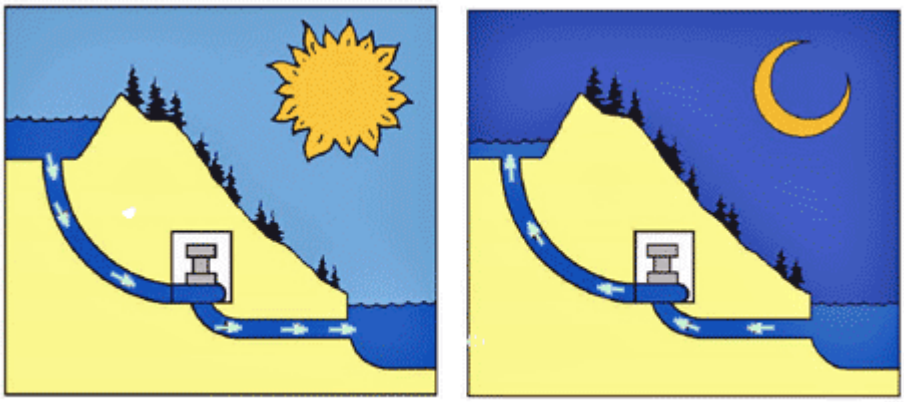


Рис.2. Режими роботи гідроакумулюючої електростанції.

1.2. Розвиток ідеї перетворення механціной енергії потоку.

Деякі з перших інновацій у використанні води для виробництва енергії були задумані в Китаї за часів династії Хань між 202 р до н.е. і 9 м н.е. Відбійні молотки, що приводяться до руху вертикально встановленим водяним колесом, використовувалися вони для подрібнення і лущення зерна, дроблення руди і на ранніх етапах виготовлення паперу.

Доступність гідроенергетики давно тісно пов'язана з початком економічного зростання. Коли в 1771 році Річард Аркрайт заснував завод Cromford Mill в англійській долині Дервент для виробництва бавовни і таким

чином створив одну з перших в світі заводських систем, джерелом енергії, яку він використовував, була гідроенергетика.

Деякі з ключових подій в гідроенергетиці відбулися в першій половині дев'ятнадцятого століття. У 1827 році французький інженер Бенуа Фурнейрон розробив турбіну, здатну виробляти близько 6 кінських сил - найраніша версія реактивної турбіни Фурнейрон.

У 1849 році британо-американський інженер Джеймс Френсіс розробив першу сучасну водяну турбіну - турбіну Френсіса - яка сьогодні залишається найбільш широко використовуваної водяній турбіною в світі. У 1870-х роках американський винахідник Лестер Аллан Пелтон розробив колесо Пелтона, імпульсну водяну турбіну, яку він запатентував в 1880 році.

У 20 столітті австрійський професор Віктор Каплан розробив турбіну Каплана в 1913 році - турбіну пропелерного типу з регульованими лопатями.

Перший в світі гідроелектричний проект був використаний для електроживленняоднієї лампи в заміському будинку Cragside в Нортумберленд, Англія, в 1878 році. Чотири роки по тому, перший завод, який обслуговує систему приватних і комерційних споживачів, був відкритий у Вісконсині, США, і в Десять років працювали сотні гідроелектростанцій.

До кінця століття технологія поширилася по всій земній кулі: в 1891 році Німеччина виробила першу трифазну гідроелектричну систему, а в 1895 році Австралія запустила перший завод в Південній півкулі, що знаходиться в державній власності. У 1895 році найбільший в світі завод Гідроелектростанція того часу, електростанція Едварда Діна Адамса, була створена на Ніагарському водоспаді.

До 1900 року сотні малих гідроелектростанцій працювали у міру поширення технологій по всьому світу. У Китаї в 1905 році була побудована гідроелектростанція на струмку Сіндіань біля Тайбея з встановленою

потужністю 500 кВт. Двадцяте століття стало свідком швидких інновацій і змін в конструкції гідроелектростанцій.

З 1940-х по 1970-і роки, спровоковані спочатку Другою світовою війною, за якою послідував сильний післявоєнний економічне зростання і зростання населення, державні комунальні підприємства будували значні гідроенергетичні розробки по всій Західній Європі, а також в Радянському Союзі, Північній Америці і Японії [3].

Низька вартість гідроенергетики розглядалася як один з кращих способів задоволення зростаючого попиту на енергію і часто була пов'язана з розвитком енергоємних галузей, таких як алюмінієві заводи і сталеливарні заводи.

За останні десятиліття двадцятого століття Бразилія і Китай стали світовими лідерами в гідроенергетиці. Гребля Ітайпу, розташована між Бразилією і Парагваєм, була відкрита в 1984 році з потужністю 12 600 МВт - з тих пір вона була збільшена і модернізована до 14 000 МВт - і сьогодні її розміри затьмарюють лише гребля «Три ущелини» потужністю 22 500 МВт в Китаї.

До кінця століття, коли світове розуміння зросле відносно екологічних і соціальних наслідків, відбувся процес переоцінки цінності і ролі гідроенергетики в національному розвитку. У 2000 році в знаменному звіті, опублікованому Всесвітньою комісією по греблях (WCD), оскаржувалася існуюча практика и Почалося зміна в плануванні та розвитку гідроенергетікі.

1.3. Сучасне використання гідроелектростанцій.

Незабаром після початку XXI століття розвиток гідроенергетики отримало новий імпульс, особливо в Азії та Південній Америці.

У період з 2000 по 2017 рік у всьому світі було додано близько 500 ГВт встановленої гідроенергетичній потужності, що становить збільшення на 65

відсотків, причому зростання з 2010 року вже випереджає темпи, зафіксовані в першому десятилітті століття.

Значне зростання встановленої потужності і вироблення електроенергії на гідроелектростанціях обумовлена низкою часто взаємопов'язаних факторів, зокрема:

Попит на енергію в країнах з економікою, що розвивається. Країни, що розвиваються, включаючи Бразилію і Китай, потребували доступному, надійному та стійкому джерелі електроенергії для підтримки швидкого економічного зростання [8]. З 2000 року Китай більш ніж в чотири рази збільшив свою встановлену потужність до 341 ГВт (2017 рік), що становить більше половини світового зростання гідроенергетики

Гідроелектроенергія (гідро) класифікується як поновлювана енергія через те, що вона використовує кінетичну енергію природного кругообігу води Землі для вироблення електроенергії. Завдяки 90% ефективності перетворення кінетичної енергії в електроенергію і тому факту, що паливо не спалюється і прямі викиди в атмосферу не виділяються, його часто вважають дуже чистою формою виробництва електроенергії.

У 2016 році гідроенергетика поставила приголомшливу 71% усієї вироблюваної електроенергії з поновлюваних джерел, що становить 16,4% усієї вироблюваної в світі електроенергії з сумарною виробленої енергії.

Греблі річок, будь то в цілях боротьби з повенями, гідроелектроенергії, іригації, зберігання води або судноплавства, завдають величезної шкоди навколишньому середовищу. Найбільш очевидним з яких є місцева флора і фауна (Наприклад проблема Аралу, коли ціле море майже повністю висохло, через зміни радянським союзом протягом річки), але є й інші негативні наслідки для людей (В Китаї було переселено 1.5 мільйона чоловік).

Багато видів риб мігрують вгору за течією, щоб розмножуватися, і зробили це протягом сотень тисяч років. Греблі блокують свій міграційний шлях, що часто призводить до значного зниження числа риб - або, що ще гірше, до зникнення видів.

1.4. Насосне зберігання і поновлювані джерела енергії.

У будь-який хороший і сонячний, яскравий і вітряний день мережі по всій Європі виробляють величезну кількість відновлюваної енергії. Проте, ця сонячна і вітрова енергія є переривчастим джерелом енергії. Балансування енергосистеми і зберігання надлишкової енергії - це питання, яке ми повинні вирішити. Розумне рішення полягає в тому, щоб перетворити старі вугільні шахти в гідроелектростанції з насосним сховищем (PSH) для зберігання надлишкової енергії і використання її при необхідності.

Північний Рейн-Вестфалія, регіон на північному заході Німеччини, збирається перетворити свою вийшла з ужитку кам'яновугільну шахту Проспер-Ханіель в гідроакумулюючої сховище накачуванням потужністю 200 МВт. Він буде працювати як супергігантскій батарея з достатньою ємністю для харчування більше 400 000 будинків на термін до 4 годин при необхідності.

Від 600 000 до 1 мільйона кубічних метрів води може бути використано для приводу турбін біля підніжжя шахти в 600 метрах від поверхні. Університет Дуйсбург-Ессен (UDE) працює з власником шахти RAG AG, щоб зробити проект реальністю. Після успішного запуску це може бути змодельоване і розгорнуто по всій Європі.

Крім того, на континенті розкидані тисячі покинутих вугільних шахт, які можна було б переобладнати в перекачуються сховища, що допомагає забезпечити робочі місця на місцях, де покоління робочих раніше покладалися на викопне паливо як джерело коштів для існування. Також буде задіяно дуже мало бюрократизму, так як об'єкти будуть на існуючих промислових ділянках

видобутку корисних копалин з відносно невисокою ціною. Вирішуючи проблему зберігання, вона проклала б шлях до швидкого розширення відновлюваної енергії, допомагаючи підтримувати електричну ємність, навіть коли сонце не світить або вітер не дме вітер.

Потенціал використання технології Pumped Storage для балансування енергосистеми величезний. По всій Європі існує величезна кількість покинутих вугільних шахт, які можна переобладнати і використовувати в якості життєво важливого засобу зберігання електроенергії від джерел відновлюваної енергії, таких як вітер і сонячна енергія. Крім того, вони отримають вигоду від життєвого циклу до 75 років і більше, що буде в три-п'ять разів довше, ніж у акумуляторних батарей.

1.5. Проект Канівської ГАЕС

Роботи по будівництву ГАЕС, почалися в 1984 році а через три роки був затверджений проект Канівської ГАЕС потужністю 3 600 МВт (в турбінному режимі) і 3 960 МВт (в насосному). Був виритий котлован під верхню водойму, побудовані ЛЕП, бетонна дорога, залізниця, намито 759 тис.м.куб. піску, частково укріплені береги Канівського водосховища. Жителі села Бучак, розташованого в зоні будівництва, були переселені. Всього було витрачено 57 млн руб. (В цінах 1984 року). Роботи були припинені в 1992 році при впровадженні надзвичайних заходів щодо стабілізації економіки України. З ініціативи ДАГК «Дніпрогідроенерго», яка була підтримана Міністерством енергетики України, мораторій на будівництво Канівської ГАЕС було скасовано розпорядженням Кабінету Міністрів України № 307-р від 19 квітня 1999 року. Таким чином, було створено необхідні передумови для продовження будівельних робіт.

У період з 2006 по 2007 роки ПАТ «УКРГІДРОПРОЕКТ» було розроблено та затверджено оновлене ТЕО будівництва Канівської ГАЕС, а в 2013 році - затверджено проект, адаптовані до нових умов і потреб ОЕС

України, встановленою потужністю станції 1 000 МВт в турбінному режимі і 1 040 МВт в насосному.

На даний момент між Міністерством енергетики та вугільної промисловості України та Європейським інвестиційним банком підписана "Декларація про наміри щодо співробітництва в сфері фінансування проектів в гідроенергетичній галузі України". Передбачуваний термін будівництва складе 6,5 років.

ПАТ «Укргідропроект» надало інжинірингові та проектні послуги в якості генерального проектувальника, виконало роботи на стадіях ТЕО і проект. Обсяг робіт, передбачених контрактами, включав:

· Вибір оптимальної компоновки і конструкції гідротехнічних споруд;
· Розробку обраних конструктивних рішень по спорудах;
· Гідравлічні, фільтраційні розрахунки і розрахунки потужності;
· Розробку генплану споруд та архітектурних рішень по спорудах;
· Вибір і компонування основного гідросилового, електротехнічного, допоміжного та гідромеханічного обладнання;
· Розробку систем допоміжного гідромеханічного і сантехнічного обладнання;
· Розробку схем електричних з'єднань, управління і релейного захисту, автоматизації та зв'язку;
· Розробка електричних схем власних потреб постійного і змінного струму;

1.6. Висновки

Ця частина вказує на перспективність та доцільність розвитку. Численні переваги водосховищ, в тому числі для цілей іригації, водопостачання і гідроенергетики (швидке реагування на коливання попиту на енергосистему через піків або періодичних поновлюваних джерел енергії), важко швидко відхилити.

Проте, як форма виробництва відновлюваної енергії, ми все більше розуміємо складну взаємозв'язок між різними джерелами енергії та серйозні наслідки для планети.

Тепер ми знаємо, що перекриття річок викликає величезне навантаження на місцеве біорізноманіття, створює небажані викиди ПГ і у величезних кількостях знищує водну флору і фауну, не кажучи вже про великі незручності для місцевих громад і корінних племен, які змушені покинути свої землі і вдома. , Вплив гребель на екосистеми стає все більш складною проблемою, і до порівняно недавнього часу вона так і не отримала належної уваги з боку громадськості.

В кінцевому рахунку, мета розвитку відновлюваної енергетики повинна полягати в тому, щоб звести до мінімуму наш екологічний слід, і якщо соціальні та екологічні витрати наносять занадто великої шкоди, то це необхідно вирішувати зараз, а не в якийсь момент в майбутньому. Тепер у нас є необхідні інструменти для оцінки майданчиків для гідроенергетики, і при плануванні і будівництві нових заводів необхідно приділяти особливу увагу.

Було відмічено розвиток країн Європи у напрямку будування нових ГАЕС, перетворюючи на них старі вугільні шахти. В Україні це також можна впровадити, та вже зараз є можливості створювати акумулюючи електростанції, на базі вже існуючих, але досі незавершеними, як наприклад Каневська ГАЕС

РОЗДІЛ 2. ФІЗИЧНИ ВЛАСТИВОСТІ ТА РАБОЧІ ПРОЦЕСІ КАНЕВСЬКОЇ ГАЕС, ЩО МОДУЛЮТЬСЯ СТЕНДОМ ІМПАШ.

2.1. Порівнянна та будова гідротурбіни

Гідравлічна машина (гідромашина) призначається для перетворення енергії потоку в енергію обертання ротора (турбіна) або енергії обертання ротора в енергію потоку (насос). Робочим тілом гідравлічної машини є, як правило, більш-менш однорідна рідке середовище, що містить тверді або газоподібні включення. Обсяг цих включень зазвичай невеликий, за винятком тих випадків, коли рідина, що протікає через насос, використовується спеціально як середовище переносу твердих тіл. Зміни механічної енергії потоку в гідромашинах відбувається аналогічно зміні теплової енергії пари або газу в теплових машинах. Подібність законів, що описують процес протікання робочого тіла в гідравлічних і теплових машинах, пояснює принципову схожість форм проточної частини у цих видів обладнання. Однак за конструктивним виконанням ці машини відрізняються один від одного головним чином у зв'язку з відмінністю фізичних властивостей використовуваних робочих тіл. Зокрема, щільність газу приблизно в 1000 разів менше щільності води, у зв'язку з чим інтенсивність знімання потужності у гідравлічних машин виявляється значно вище ніж у теплових. Для того що б отримати потужність на валу 600 МВт, робоче тіло в паровій турбіні має бути пропущено через 60 послідовно розташованих рівнів і мати початковий тиск 250 кгс / см ^ 2, в той час як така ж потужність в гідротурбіні може бути отримана в одній ступені при початковому тиску робочого тіла 10-30 кгс / см ^ 2.

Навантаження від потоку, що діють на робочі органи гідромашини, значно перевищують навантаження в теплових машинах, що змінює співвідношення гідродинамічних і відцентрових сил. Конструктивні виконання і параметри гідравлічних машин (зокрема значно менші частоти

обертання) приходиться вибирати з умов міцності з урахуванням можливості виникнення гідравлічного удару при раптовому скиданні навантаження і швидкому закриванні запірних органів або значного підвищення частоти обертання (до розгону) при збільшенні часу відкриття.

Номінальна частота обертання робочого колеса гідромашини вибирається значно меншою, ніж теплової (паровий або газової турбіни), також щоб уникнути різкого збільшення дискових і профільних втрат в елементах міцності частини через значно більшої щільності робочого тіла. Частота обертання гідромашини обмежується, крім того, умовою абразивного і кавітації зносу, а також необхідністю забезпечити нормальну роботу турбінних підшипників і прийнятний рівень втрат в них.

Внаслідок більш високої щільності і значно меншою стисливості рідини в порівнянні з газом нестаціонарні явища в гідромашинах призводять до значно більших коливань тисків при однаковому відносному зміні швидкості потоку в часі. У зв'язку з низькою температурою робочого тіла при конструюванні гідромашин відпадають всі питання, пов'язані з вибором теплостійких матеріалів, теплоізоляцією, охолодженням і т.п.

Характерною особливістю гідромашин є можливість зміни фазового стану робочого тіла в процесі роботи (перехід рідини в пару і назад), що викликає явища кавітації і кавитационную ерозію.

2.2. Перетворення енергії в гідравлічних машинах, основні їх характеристики

Гідроелектростанція включає в себе:

- Дамбу.

Дамби мають дві основні функції. По-перше, запас води для компенсації коливань річкового стоку або попиту на воду і енергію. Другий - підняти

рівень води вгору за течією, щоб дозволити воді відводитися в канал або збільшити «гідравлічний напір» - різницю в висоті між поверхнею водосховища і річкою вниз за течією. Дамба містить ряд конструктивних особливостей, крім гловної греблі, в тому числі і водозлив, що забезпечує безпечний рівень води перед дамбою. Утворене за допомогою дамби водосховище в даному випадку є запасеної енергією.

- Турбіну.

Потенційна енергія води в резервуарі перетворюється в кінетичну енергію поточної води. Проточна вода обертає вал турбіни, з'єднаний з генератором, який виробляє електрику. Таким чином, кінетична енергія води перетворюється в механічну енергію турбіни.

- Генератор.

З'єднаний з турбіною за допомогою валів і, можливо, зубчастих коліс, тому, коли турбіна обертається, це також викликає обертання генератора. Перетворює механічну енергію від турбіни в електричну енергію. Генератори на гідроелектростанціях працюють так само, як генератори на інших типах електростанцій.

Кількість електроенергії, яке виробляє гідроелектростанція, залежить від двох чинників:

Як далеко вода падає. Чим далі падає вода, тим більше у неї сили. Як правило, відстань, на яке падає вода, залежить від розміру греблі. Чим вище гребля, тим далі падає вода і тим більше у неї сили, тим більше вона виробляє енергії. Кількість падаючої води. Більше води, що падає через турбіну, буде виробляти більше енергії. Кількість доступної води залежить від кількості води, що стікає по річці. Великі річки мають більше проточної води і можуть виробляти більше енергії.

В залежності від типу перетворення та напряму водотоку гідромашини поділяют наступним чином:

Існує поділ на активні, де потік води здійснюється через сопла, і реактивні, де потік води здійснюється через направляючий апарат.

Залежно від форми проточного тракту і напрямку потоку, що протікає через робоче колесо, розрізняють наступний типи реактивних гідротурбін.

1. Радіальна гідротурбіна, у якій вхідний і вихідні кромки лопатей робочого колеса розташовуються на співвісних циліндричних поверхнях. Залежно від характеру підведення води радіальні турбіни діляться на:

А) турбіни з зовнішнім підведенням, де напрямок потоку робочого тіла в зоні колеса від периферії до центра)

Б) турбіни з внутрішнім підведенням, відповідно потік в зоні робочого колеса - від центру до периферії

2. Радіально-осьові гідротурбіни, у якій вхідні кромки лопатей робочого колеса розташовані на циліндричній поверхні, вісь якої збігається з віссю турбін. Потік в турбіні рухається від периферії до центру, здійснюючи в зоні робочого колеса поворот про радіального напряму до осьового.

В даний час такі турбіни застосовуються на напори до 700м. Реверсивні радіально-осьові гідромашини застосовуються в даний час, в тому числі, в якості оборотних на гідроакумулюючих станціях.

3. Діагональна гідротурбіна, в якій потік води також рухається від периферії до центра, проте вже на вхідних кромках лопатей робочого колеса має радіально-осьовий напрямок.

4. Осьові гідротурбіни, у яких потік проходить через робоче колесо в осьовому напрямку. Широке поширення отримали в приливних електростанціях.

Класифікація реактивних гідротурбін за схемою регулювання

1. Турбіни подвійного регулювання, у яких регулювання витрати здійснюється одночасним поворотом лопаток направляючого апарату і лопатей робочого колеса.

2. Турбіни одинарного регулювання. Регулювання витрати здійснюється поворотом лопаток направляючого апарату. Така схема регулювання застосовується на всіх без винятку радіально-осьових і пропелерних гідротурбінах. На Рис.3. схематично відображені загальна будова та напрям водотоку найрозповсюдженних гідротурбін, поділених на загальні класи, їх робочі напори.

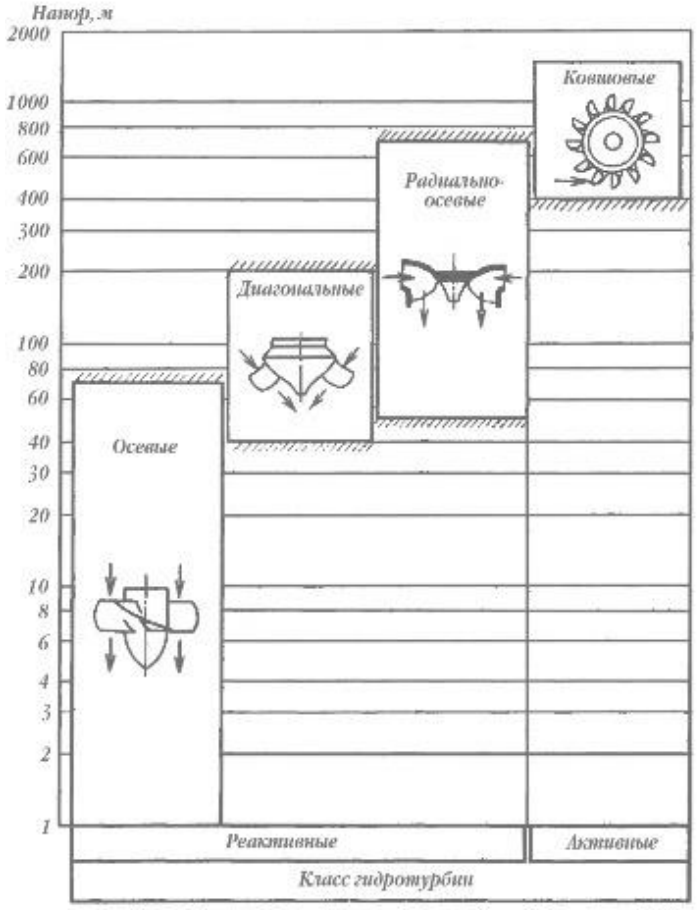


Рис.3. Порівняння основних класів гідротурбін

2.3. Аналітичні методи розрахунку основних параметрів гідротурбіни.

Ступінь реактивності гідромашини визначається коефіцієнтом реактивності, що представляє відношення різниці сумарних статичних тисків на робочій і тильної сторони лопаті до повного напору, спрацьовує або створюваному гідромашин. У радіально-осьових досягає 50%, в відцентрових насосах і оборотних гідромашинах він становить від 70 до 75%, в осьових - 80-90%.

Зміна питомої на одиницю маси рідини енергії сталого потоку при проходженні його без теплообміну через робочі органи гідромашини від перетину (Е) на вході до перетину (А) на виході (робота потоку в поле земного тяжіння) розраховується за допомогою формули (1):

$$E = \left(\frac{p}{\rho}\right)_E - \left(\frac{p}{\rho}\right)_A + \frac{c_E^2 - c_A^2}{2} + g(h_A - h_E))\text{……..…….(1)}$$

Де: p - тиск, ρ - щільність, c - абсолютна швидкість, h - висота центра ваги перерізу над рівнем порівняння.

Повна питома енергія стовпа рідини Е пов'язана з його висотою (напором) за формулою (2):

$$E = gH\text{…….…….(2)}$$

Можна виділити дві основні характеристики готової гідротурбіни: її потужність і коефіцієнт корисної дії (ККД.).

Підсумкова потужність турбіни виходить з потужності водяного потоку що проходить через неї, однак буде неминуче менше. Частина потужності водотоку буде витрачатися на перетворення енергії води в механічну енергію обертання валу, генератора, робочого колеса, а також під час руху по проточної частини. Потужність ж самого потоку буде залежати від його витрати (кількість води на одиницю часу) і напору, створеного на електростанції і на валу буде дорівнювати формулі (3):

$$N_B = \frac{QH_y\gamma}{102}\text{.....(3)}$$

Для воды враховуючи γ(питому вагу)=1 000 кг/м3, отримаємо формулу(4)

$$N_B = 9.81QH_y\text{.....(4)}$$

Де N_B- потужність потоку води, Q = витрата води, H_y- натиск установки

Використовуваний натиск в турбіні відрізняється від напору установки і завжди менше нього на величину втрат руху робочого тіла від верхнього б'єфу до турбіни і далі після неї в зворотному каналі, він називається робочим і дорівнює формулі (5).

$$H = H_y - \left(h_{\text{тр}} + h_{\text{к}}\right)\text{.....(5)}$$

Де $h_{\text{тр}}$- втрати напору в підводять спорудах, $h_{\text{к}}$-втрати напору в відвідних спорудах (каналах), Н - робочий напір визначається різницею питомих тисків на вході і виході з турбіни і обчислюється за формулою(6).

$$H = \left(a_1\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(a_2\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2\right)\text{.....(6)}$$

Де v_1^2 та v_2^2 середні швидкості течії потоку в розглянутих перетинах,

p_1 і p_2- середні тиску, z_1 іz_2- геометрична висота перетину над площиною порівняння, a_1 і a_2 - коефіцієнти Коріоліса, що враховують нерівномірність розподілу швидкостей в перетинах; g - прискорення сили тяжіння.

Коефіцієнт корисної дії відображає ставлення потужності водотоку до потужності отриманого на валу турбіни. У сучасних машинах він дорівнює 0.85-0.92%, а при сприятливих умовах 0.94-0.94%. Існує кілька способів визначення к.к.д., в основному полягають у вимірі ентальпії потоку, або його зміна при проходженні через турбіну. Однак точне теоретичне визначення к.к.д. гідротурбіни важко через недостатню вивченість законів зміни втрат в

турбіні. Нижче наведена емпірична формула для перерахунку на натурні турбіну з моделі, на напору менше 150м:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{\text{м}})\sqrt[5]{\frac{D_{1M}}{D_1}} \quad (7)$$

де η - к. п. д. турбіни, ηм - к. п. д. моделі, $D1$ - діаметр робочого колеса турбіни, $D1M$- діаметр робочого колеса моделі;

2.4. Фізичні процеси, що відбуваються в проточній частині гідротурбіни.

Кавітація являє собою перехід рідини в пароподібний стан без підведення тепла ззовні. Вона виникає в рідинах, що містять вільний або розчинений повітря, в точках, де місцеве тиск нижче тиску насиченої пари $p_{\text{п}}$. У киплячій жідкоті $p_{\text{п}}$ близько до нуля. Перед початком кавітації розчинений у рідині повітря внаслідок дифузії виділяється в воздушнае ядра, що знаходяться в рідині у вільному стані. Далі процес розвитку кавітації може бути представлений складається з двох етапів:

Розрив сплошності рідини - утворення пустот або каверн, заповнених парів зонах зниженого тиску

Зсув цих пустот в зони більш високого тиску і миттєве їх замикання з конденсацією водяної пари і виділенням бульбашок вільного повітря. Розміри бульбашок - ядер кавітації - мізерно малі в порівнянні з обсягом парових і газових каверн, що утворюються на першому етапі розвитку кавітації.

Замикання таких каверн супроводжується шумом, вібрацією, втратами енергії потоку, кавітації ерозією стінок проточного тракту.

Причини, що викликають кавитационную ерозію.

Хімічні. Внаслідок високих тиску, температури і вмісту кисню в замикається кавитационной каверні прискорюються хімічні реакції взаємодії агресивних газів із стінками проточного тракту. Прискоренню реакції також сприяє активне перемішування частинок рідини в турбулентному потоці.

Електрохімічне. У рідинах, що містять кислоти, луги і солі, при зіткненні їх з металом в умовах місцевого підвищення температури від замикання кавітаційних каверн починається процес електролізу.

Механічні. За рахунок дуже високого тиску і високих місцевих напружень стиску, що виникають в рідині при замиканні кавітаційних каверн, відбувається викришування частинок металу зі стінок проточної частини. Механічного руйнування сприяє також і турбулентність потоку. Освіта раковин на поверхні металу сприяє подальшому розвитку кавітації. Періодичні коливання тиску в одній точці біля стінки проточної частини викликають появу втомних тріщин і подальше руйнування матеріалу. На користь чільну роль механічних причин в кавитационной ерозії говорить руйнування при кавітації хімічно нейтральних матеріалів, наприклад скла.

Кавітаційний коефіцієнт (к.к.) Відображає ставлення найбільшого динамічного розрядження на лопаті робочого колеса до використовуваному натиску і використовується для розрахунку максимально допустимої висоти відведення води (відсмоктування), при якій забезпечується бескавитационной робота.

В даний час існує методи для розрахунку турбін, що дозволяє обчислити к.к.д Однак дає лише оціночної значення для роботи турбіни в насосному і турбінному режимі. Також важко розрахувати і точне місцезнаходження точки в якій можна очікувати найбільший вакуум. Тому всі коефіцієнти для гідротурбіни виходять шляхом випробування її моделі.

2.5. Висновки

У дрогумо розділі були описані фізични процеси, що відбуваються в проточній часитні гідротурбіни та визначення характерстик яких викликає певні труднощі при експлуатції, а саме: навантаження від потоку, що діють на робочі органи гідромашини, його параметри, будову і типи гідротурбін, їх основні характеристики. Ціль цього параграфу скласти загальну думку про

турбіну Френсіса, її загальні відмінності порівнянно з іншими, сказати про її загальні характеристики;надати деякі викладки аналітичних методів розрахунку водотоку через проточно часитину, за для подальшого порівняння з численними методами.

РОДІЛ 3. ОПИС ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ, ЙОГО РАЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

3.1. Опис об'єкту дослідження.

Гідротурбіна перш за все характеризується потужністю, що залежить від напору і витрати води, коефіцієнтом корисної дії (ККД.), Що залежать від досконалості проточної частини і лопатевою системи турбіни, конструктивним виконанням, що визначає її масу. Конструкція деталей в основному визначає трудомісткість виготовлення обладнання. Всі ці показники взаємопов'язані і впливають один на одного. При проектуванні гідротурбіни прагнуть до отримання оптимальних значень: максимальної потужності при мінімальному розмірі турбіни, максимального ККД, мінімальної маси турбіни і трудомісткості її виготовлення. При цьому турбіна повинна бути надійною в роботі і мати гарні експлуатаційні якості.

Технічне завдання на проектування гідротурбіні за часту визначає сумарну потужність гідростанції, розрахунковий напір, його коливання, Позначки нижнього и верхнього б'єфів. На засадах ціх величин ведеться розробка ескізного проекту з вибору основних параметрів турбіни: її системи, діаметр робочого колеса, частоти обертання. Залежно від напору вибирається система турбіни: поворотно-лопатева, радіально-осьова або ковшова. При виборі турбіни вирішується питання і про кількість турбін встановлюються на ГЕС чи ГАЕС. Можна встановити меншу кількість більш потужних турбін. У спеціальних випадках може виявитися доцільним застосувати спеціальні турбіни. Наприклад, при спорудженні гідроакумулюючих гідростанцій можна обладнати її турбінами і насосами, виконаних окремо. Але може застосовуватися і єдиний агрегат, який зможе працювати не тільки в насосному, але і в турбінному режимі, тобто буде потрібно спеціальна, оборотна гідромашина. Після вибору системи і діаметра турбіни розраховується її експлуатаційні характеристики і розробляються загальна

компоновка турбіни і схема її установки на гідростанції. Вибираються допоміжне обладнання і розраховуються загальні дані систем регулювання.

Для розрахунку нової гідротурбіни підходящої для даних умов і отримання судження про її проектованих характеристиках і роботі необхідно знати її енергетичні та кавітаційні показники, в передбачених режимах, в залежності від напору, а також знати, в різних режимах роботи, сили які діють на елементи турбіни - спрямовує і підвідний апарати, на робоче колесо. І хоч на даний момент існують методи отримання цих даних математичним розрахунком, їх точності не достатньо, щоб, при заданих вхідних параметрах напору і витрати, в повному обсязі встановити найкращу конфігурацію, що забезпечує найвищу к.к.д. і необхідний рівень кавітаційних якостей. Як результат створюються кілька варіантів проточної частини, створюються їх моделі і проводяться їх випробування. Залежно від поставлених завдань, випробування діляться на два типи: кавитационні і енергетичні. З кавітаційних отримують залежність кавитационного коефіцієнта, а з турбінних залежність ККД гідротурбіни, від режимів робіт.

У зв'язку з великою трудомісткістю і вартістю випробувань натурних великих гідротурбін, а також у зв'язку з відносно невисокою точністю таких випробувань (помилка при визначенні к.к.д. в натурних умовах може досягати 1.5%) в практиці гідромашинобудування практикується дослідження турбін на геометрично подібних моделях. Крім геометричного подібності за законом Фруда, при модельних випробуваннях потрібно витримане рівність $\frac{h_s}{D_1}$ та $\frac{H}{D_1}$ на моделе і натурі. Однак, оскільки дотримання геометричної подоби по зонам кавітації при переході від моделі до натурної турбіни не витримується, часто в практиці модельних випробувань від одночасного дотримання обох вищевказаних співвідношень доводиться відмовлятися.

Існують два основних типи установок для модельних випробувань. Стенд із замкнутою циркуляцією, переваги якого полягає у відносно

невеликих габаритах і зручність проведення кавітаційних випробувань. Водопідвідний тракт перед турбіною проектують таким чином, щоб по можливості виключить установку в ньому пристроїв, що можуть призвести до підвищення турбулентності потоку і виникнення кавітаційних явищ. До таких пристроїв, зокрема, відносяться пристрої для зниження повітрявмісту.

І відкритий стенд, де в якості верхнього б'єфу використовується водосховище. При такій установці модельний блок містить природне воздухсодержаніе в воді.

Створення проточних частин гідромашин різних типів і вдосконалення їх показників в даний час базується на спільному застосуванні комп'ютерного моделювання течії в елементах проточної частини і фізичного моделювання робочого процесу на експериментальних стендах. Комп'ютерне моделювання дозволяє скоротити обсяг експериментальних модельних досліджень за рахунок проведення цілеспрямованого чисельного експерименту для вибору оптимального варіанту проточної частини на конкретні натурні умови. Кількісну оцінку енергокавітаціонних показників і необхідні гарантії основних параметрів гідромашини можуть дати тільки фізичні модельні випробування, що проводяться на спеціальних експериментальних стендах, точність яких в даний час вище, ніж точність розрахункового моделювання. Необхідною умовою для отримання високоефективних проточних частин гідромашин є наявність експериментальних стендів обладнаних сучасною вимірювальною апаратурою.

1. Гідродинамічні стенди побудовано в 1986 році як експериментальна база галузевої лабораторії обернених гідромашин, створеної за спільним наказом Міністра енергетичного машинобудування СРСР і Президен-та академії наук України. Стенди є унікальним науковим об'єктом, який який дозволяє проводити експериментальні дослідження робочого процесу в гід-равлічніх машинах на основі фізичного моделювання проточних частин і параметрів роботи натурних агрегатів. Універсальність цієї споруди полягає в тому, що на

стендах можуть проходити випробування і дослідження практично всі типи гідравлічних машин без обмежень.

2. Гідродинамічні стенди займають площу понад 600 кв. м, і розташованими на 3-х поверхах стендового корпусу Інституту і являють собою унікальну споруду розмірами 24х6х15 м, вагою понад 150 тонн з системою електроживлення постійним і змінним струмом понад 1900 кВА, погрузчі-жувальними агрегатами, і іншим технологічними засобами.

3. Гідродинамічні стенди дозволяють:

• виконувати комплексні експериментальні дослідження моделей проточних частин гідромашин;

• проводити дослідження просторової структури течії в окремих елементів гідромашин;

• проводити дослідження нестаціонарних явищ в гідромашинах як, вимірювання пульсацій тиску в окремих елементах проточної частини, вимірювання моменту на лопатках і на валу гідромашин, дослідження явищ кавітації, дослідження перехідних процесів і т.д .;

• проводити відповідальні енергетичні випробування з метою отримання зовнішніх енергетичних характеристик, необхідних для визначення параметрів натурних агрегатів;

Унікальні можливості гідродинамічних стендів забезпечуються:

• гідросистемою стендів і їх технологічним обладнанням, виконаним за спеціальним проектом яке дозволяє створити на моделях гідромашин випробувальні параметри: тиск до 6 кг / см2 при витраті до 1000 л / с;

• гідросистемою стендів і їх енергетичним обладнанням дозволяє моделювати не тільки стаціонарні режими роботи гідромашин, але і всі

можливі перехідні, тобто проводити дослідження в усіх 4-х квадрантах поля енергетичної характеристики;

• наявністю унікального високоточного вимірювально-обчислювального комплексу (ІВК), створеного на базі точних вимірювальні-них приладів і персонального комп'ютера, який дозволяє проводити вимірювання коефіцієнта корисної дії з похибкою не більше ± 0,35%. Подальше поліпшення системи вимірювання витрати зменшить цю помилку до рівня ± 0,25%;

4. В даний час Гідродинамічні стенди Інституту проблем ма-шінобудування Національної академії наук України забезпечують проведення фундаментальних і прикладних досліджень в галузі вивчення робочого процесу гідромашин. Стенди розраховані на використання моделей відносно невеликих розмірів, і забезпечує можливість проведення оперативного зміни елементів проточної частини гідромашин і дозволяє про-вадити відносно недорогі дослідження течії рідини для значної кількості ва-Ріанта. За своїми експлуатаційними характеристиками стенди відповідають світовому рівню аналогічної техніки.

В Україні гідродинамічні стенди також в ВАТ "Турбоатом", але вони призначені тільки для проведення промислових випробувань кінцевих варіантів проточних частин і не пристосовані для виконання комплексних наукових досліджень.

У країнах СНД аналоги є тільки в Росії - на ВАТ «ЛМЗ» .

Аналоги також мають провідні фірми деяких розвинених країн наприклад США, Швейцарія, Японія, Англія, Франція. Аналоги призначені для випробування розроблених моделей гідравлічних машин. З цими розробками

провідні зарубіжні фірми беруть участь в міжнародних тендерах на поставку обладнання для гідроенергетичних когось комплексів.

Гідродинамічні стенди представляють собою складний експериментальний комплекс, що складається з гідромеханічної, електротехнічної та технологічної частин, а також вимірювально-обчислювального комплексу.

Гідродинамічні стенди складаються з основного, технологічного і допоміжного обладнання. Гідросистема стендів являє собою замкнуту систему, що складається з баків, трубопроводів, циркуляційних насосів. Принципова гідравлічна схема гідростенд і пристрої для градуювання витратомірів приведена нижче

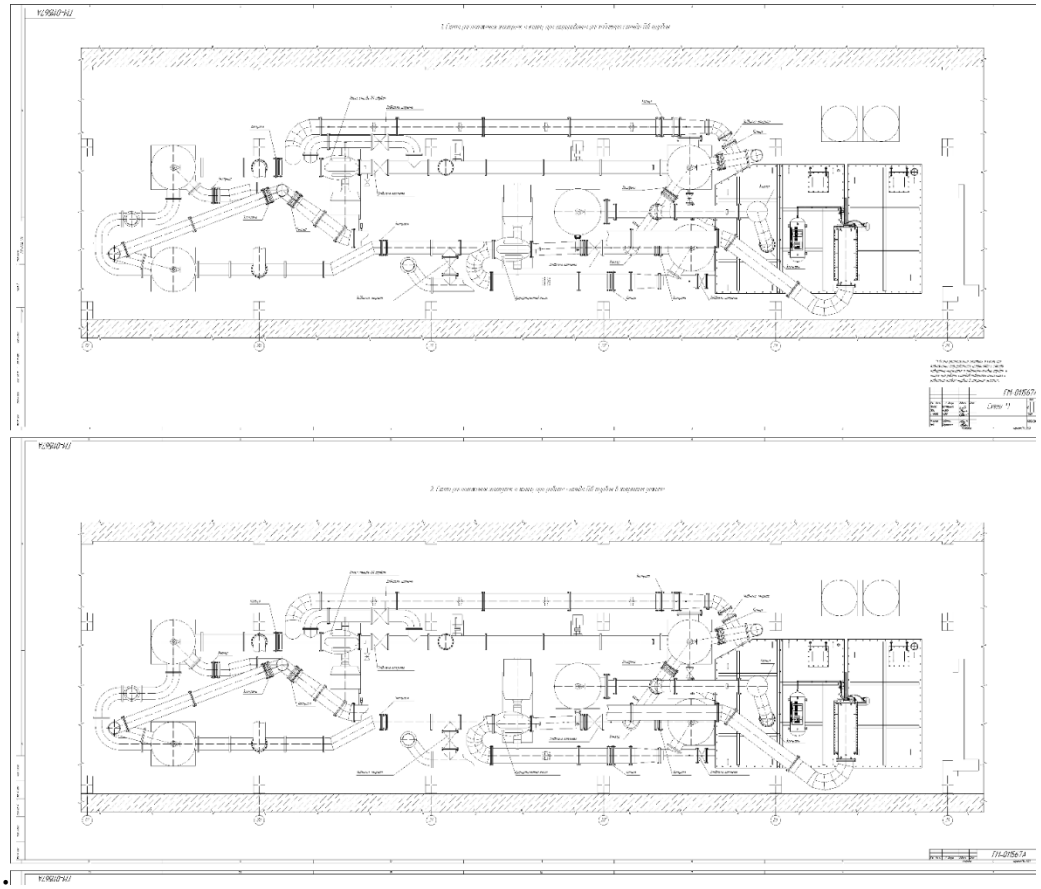


Рис.4. Компоновка гідродинамічних стендів ЕКС-15 та ЕКС 30.

При роботі стендів в режимі випробувань потік води в гідросистемі, створений циркуляційним насосом, моделює умови роботи натурного

гідроагрегату. Вода надходить по трубопроводу в модель гідротурбіни і створює крутний момент на валу моделі робочого колеса.

Потужність на валу гідротурбіни сприймається балансирним динамометром постійного струму, який моделює роботу гідрогенератора. В турбінному режимі динамометр працює як генератор. При роботі в насосному режимі балансовий динамометр працює в якості приводу модельної гідромашини, що працює, як насос. Крутний момент на валу гідромашини вимірюється за допомогою датчика, що сприймає зусилля через важіль, закріплений на динамометрі або датчиком крутного моменту, встановленому на валу гідромашини.

Загальний вигляд стендів показаний на схемі стендів (додаток 2). Схеми розташування заглушок і прохідних кілець, для забезпечення роботи стендів ЕКС-15 і ЕКС-30 в режимах випробувань, представлені в (додатках 3,4).

До складу гідросистеми стендів входить також пристрій для градуювання витратомірів, яке може бути віднесено до технологічного устаткування. Перед градуировкой витратомірів кожного зі стендів в гідросистемі виробляються перестановки заглушок і прохідних кілець, в компенсатори після чого схеми стендів стають відкритими. Перемикання за допомогою заглушок і прохідних кілець забезпечує герметичність, і виключає перетікання води. Таке рішення прийнято відповідно до рекомендацій МЕК 60193. Схеми розташування заглушок і прохідних кілець для забезпечення роботи стендів в режимі градуювання представлені в (додатках 5,6).

Гідросистема кожного стенду містить насосний агрегат типу 16НДН з приводом від електродвигуна постійного струму типу П-1334К. Насосні агрегати можуть працювати послідовно на стенд ЕКС-30 або паралельно на стенд ЕКС-15. Перемикання здійснюється за допомогою засувок і заглушок.

Кожен стенд складається з напірного бака, бака нижнього б'ефа, бака ресорбера, бака заспокійливого і системи трубопроводів Елементи гідросистеми стендів пов'язані між собою основними трубопроводами діаметром 400 і 500мм.

Баки стенду ЕКС-15 виконані з листової вуглецевої сталі, а баки стенду ЕКС-30 зі сталі 12х18н10т. Баки нижнього б'ефа виконані з ребрами жорсткості, так як під час кавітаційних випробувань вони працюють при тиску нижче атмосферного. Технічні дані по баках і трубопроводах гідросистеми містяться в проектній документації.

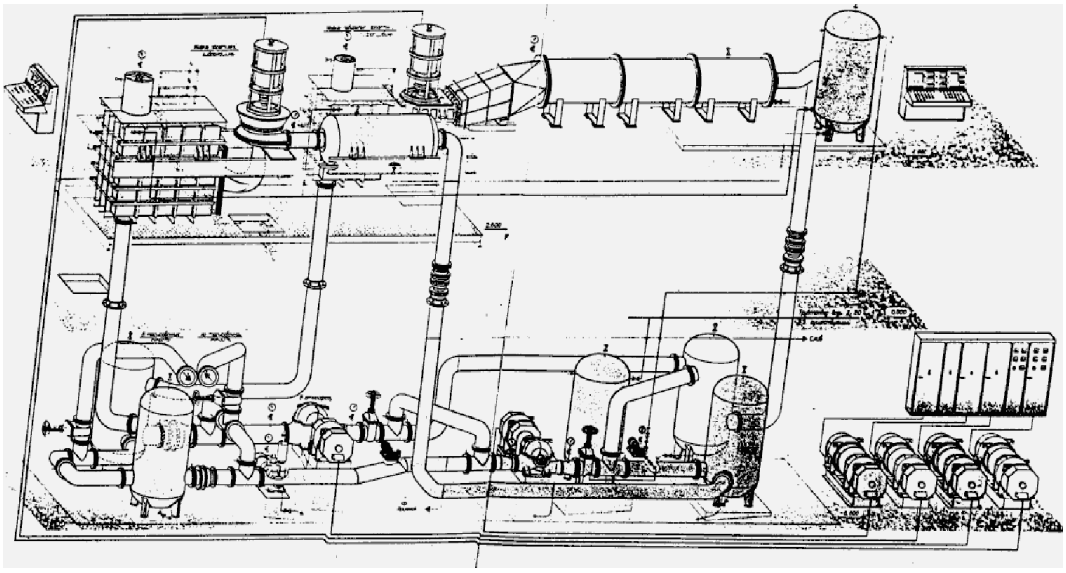


Рис. 5. ЕКС-30

Кожен стенд обладнаний двома головними приводами: приводом циркуляційного насоса і балансирним динамометром. Для приводів циркуляційних насосів стендів використовуються двигуни постійного струму П133-4К, потужністю 160 кВт, 440 В, 395А, 500 / 1500мін-1 з незалежним збудженням 220 В, і примусовою вентиляцією. Вентилятори двигунів П133-4К обладнані асинхронними двигунами типу АТ-32-4, 3 кВт, 380 В. 5 А, 1500 хв-1.

Приводні двигуни циркуляційних насосів живляться від генераторів типу П133-4К, потужністю 200 кВт, 460 В, 435 А, 1000 хв-1 за схемою генератор-

двигун (Г-Д) з приводним асинхронним двигуном А 113-6М, потужністю 250кВт., 380 В, 441 А, 1000 хв-1.

Як навантажувального пристрою на стенді ЕКС-15 використаний балансовий динамометр типу DS932-N, а на стенді ЕКС-30 балансовий динамометр DS932-4 / N виробництва Чехія.

Технічні дані динамометра DS932-N: динамометр постійного струму, потужність гальмування 180 кВ, гальмівний момент -574Нм, рухова потужність 180 кВт, потужність генерування -200 кВт, 460 В, 367 А, 1500 хв-1Техніческіе дані динамометра DS932-4 / N: динамометр постійного струму, потужність гальмування 200 кВ, гальмівний момент -637Нм, рухова потужність 190 кВт, потужність генерування -200 кВт, 460 В, 408А, 1500 хв-1.

Динамометри управляються апаратурою, встановленої в шафах управління і на пультах управління, що поставляються комплектно.

Електропостачання стендів передбачено від двох різних секцій розподільного пристрою 380 / 220В, розташованого в підвальному приміщенні стендового корпусу. Кожна секція живиться від окремого трансформатора.

Для захисту людей від ураження електричним струмом передбачено заземлюючих пристроїв, яким служить існуючий контур заземлення. Як магістралей заземлення використовуються існуючі магістралі заземлення, прокладені по проекту.

Для технічного забезпечення робіт та виконання технологічних процесів випробувань моделей гідромашин стенди оснащені комплексом технологічного обладнання і допоміжних механізмів.

Вакуумна система відноситься до технологічного устаткування. Вакуум в системі баків нижнього б'ефа і бака ресорбера створюється Водокільцевий вакуумний насос ВВН-12 з електродвигуном КО 32-6. Цей агрегат є загальним для двох стендів

Технічна характеристика вакуумного агрегату:

Продуктивність, м3 / хв 1-12

Потужність, кВт 25

Частота обертання валу, хв-1 980

Маса, кг 1005

Для управління вакуумним насосом і засувками використовується апаратура, встановлена в підвалі на позначці 6м. і на пультах управління стендами.

Технологічні і допоміжні механізми стендів обладнані допоміжними приводами:

2 засувки з електроприводом;

2 дренажних насоса з електроприводом;

компресорна станція з пневморозподільника;

перемикач потоку з приводом;

Управління засувками здійснюється з пульта в пультової приміщенні і з шафи управління в підвальному приміщенні.

Управління дренажними насосами здійснюється за допомогою апаратури, розташованої в підвальному приміщенні. Сигнальна лампа дренажних насосів розташована на пульті управління оператора стенду.

Технологічні і допоміжні механізми пристрої для градуювання витратомірів обладнані трьома насосами з електроприводами. Перший насос з приводом закріплений на вимірному баку і включається для його осушення. Два інших насоса виконують технологічні функції щодо заповнення каліброваного

бака і заповнення гідросистеми стендів водою і відкачування води з збірного бака в зливову каналізацію. До технологічного устаткування відносяться також і компресорна станція з пневморозподільника, а також перемикач потоку.

Стенди оснащені сучасним вимірювально-обчислювальним комплексом для збору і обробки інформації на базі сучасної обчислювальної техніки. До складу вимірювально-обчислювального комплексу (ІВК) входять комплект приладів для вимірювання параметрів, що погоджують пристрої і персональний комп'ютер (ПК).

Частота обертання валу гідромашини визначається за допомогою фотодіодного датчика, встановленого на кінці вала балансирного динамометра і електронного лічильника, який знаходиться на спеціальній платі (ПК). За один оборот в лічильник надходить 120 сигналів. Частота обертання зчитується ПК і обробляється за програмою збору і обробки інформації. При роботі з датчиком моменту T10FS, частота обертання зчитується з диска, що має 360 отворів.

Момент на валу гідромашини вимірюється за допомогою тензометріического датчика типу Z6FC3-100kg ,. Датчик сприймає зусилля через важіль балансирного динамометра і видає аналоговий сигнал на модуль вводу, а з нього на ПК. Передбачено і варіант установки на вал модельного блоку торсіонного датчика моменту T10FS.Напор определяется, как разность удельных энергий потока на входе в гидромашину и выходе из неё. Перепад давлений измеряется с помощью дифференциального тензометрического датчика фирмы «YOKOGAWA». Датчик измеряет разницу статического давления и выдает аналоговый сигнал на модуль ввода, где сигнал перетвориться в частотний і

надходить в ПК. Програма обробки результатів з урахуванням швидкісного напору в мірних перетинах проводить розрахунок величини напору.

Витрата визначається за допомогою електромагнітного витратоміра фірми «YOKOGAWA». Паралельно вимірюється перепад тиску на позичають пристрої типу «Вентурі». Обидва сигнали перетворюються в частоту і зчитуються ПК, де вони перетворюються в фізичну величину.

Абсолютний тиск вимірюється за допомогою тензометричного датчика абсолютного тиску, фірми «YOKOGAWA». Датчик видає на ПК частотний сигнал, який в машині перетворюється в фізичну величину абсолютного тиску. Цей параметр необхідний при проведенні енергетичних і кавітаційних випробувань моделей гідромашин.

3.2. Загальна постановка задач дослідження.

Розглянемо можливості класичних аналітичних підходів і перспективи застосування сучасних чисельних методів аналізу дослідження напруженого стану та розрахунку на міцність робочих органів бурових верстатів. Необхідно відзначити, що саме чисельні методи виявляються найбільш гнучкими і пристосованими до постановки нетрадиційних завдань, їх вирішення та інтерпретації. Основне завдання інженера і дослідника в цьому випадку полягає в побудові алгоритмів формоутворення конструкцій бурового органу на основі результатів цих рішень.

Сучасний стан чисельних методів дослідження ПДВ.
Під чисельними методами розуміють наближені способи і алгоритми вирішення задач обчислювальної математики і математичної фізики, аналітичні підходи до яких виявляються надмірно складними, громіздкими, трудомісткими, а то і зовсім не розробленими. В даний час можна виділити три групи чисельних методів, що дозволяють вирішувати різні задачі моделювання суцільних середовищ: метод кінцевих різниць (МКР), метод скінченних елементів (МСЕ), метод граничних елементів (МГЕ) (граничних

інтегральних рівнянь). Незважаючи на відмінність в підходах, ці методи об'єднує єдина математична основа - методи і рівняння математичної фізики. Це стало можливим тому, що великі класи фізичних явищ описуються однаковими або дуже схожими математичними моделями і системами рівнянь. Математичні моделі цих явищ, як правило, описуються за допомогою диференціальних рівнянь з приватними похідними, званих рівняннями математичної фізики.

Основні труднощі при вирішенні завдань математичної фізики пов'язані з тим, що точного рішення існуючими математичними методами піддаються лише рівняння найпростішого виду всередині геометрично тривіальних кордонів. Щоб подолати ці труднощі, необхідно перетворити завдання до чисто алгебраїчної формі, що включає тільки основні арифметичні операції. Для досягнення цієї мети можуть бути використані різні види дискретизації безперервного завдання, певної диференціальнимирівняннями. При такій дискретизації безліч чисел, що представляють невідому функцію або функції, замінюється кінцевим числом невідомих параметрів, і для цього процесу потрібна деяка форма апроксимації. Саме в цьому і полягає основна відмінність між МКР, МСЕ і МГЕ.

Метод кінцевих різниць (МКР) успішно використовується для вирішення завдань теорії пружності, теплопровідності і моделювання інших процесів в суцільних середовищах. При цьому труднощі графічної інтерпретації вихідних даних і результатів, великий обсяг робіт з підготовки завдання до вирішення призвели до того, що МКР в інженерній практиці та в наукових дослідженнях витісняється МСЕ і МГЕ.

Метод скінченних елементів (МСЕ) реалізує альтернативний по відношенню до МКР підхід, що складається в розбитті досліджуваної області суцільного середовища на ряд неперекривающіхся подобластей або елементів і побудові потім апроксимації кусково чином, тобто окремо для кожної підобласті. Поява цього методу обумовлено широким впровадженням ЕОМ, і

тепер спостерігається зворотна картина: МСЕ сприяє більш інтенсивному впровадженню ЕОМ в інженерну та дослідницьку діяльність.

В даний час широко поширений ряд потужних комерційних пакетів (ANSYS, NASTRAN, COSMOS ...) і розроблено велику кількість дослідницьких програм. Найбільш цікавими є додатки МСЕ в області конструкційної міцності і механіки руйнування.

Метод граничних елементів (МГЕ) є подальшим розвитком ідей апроксимації і наближеного рішення систем диференційних рівнянь. Характерна особливість МГЕ - можливість вирішення завдання з використанням дискретизації лише межі області. При цьому передбачається попередній перехід від вихідної крайової задачі для диференціальних рівнянь до співвідношень, що зв'язують невідомі функції на кордоні області. Істотним недоліком в області інженерних додатків є слабка візуалізація, а також значні в даний час обмеження на складність форми досліджуваної області.

Сучасний стан чисельних методів аналізу напруженого і деформованого стану, наявність потужних пакетів кінцево-елементного аналізу і високопродуктивних засобів обчислювальної техніки відкриває перспективи як рішення традиційних завдань проектування проточних частин на більш високому якісному рівні, так і постановки нових завдань, які не могли бути вирішені на старій технічної та методичної бази.

Модельний блок для вивчення моделей насос-турбін Френсіса.

Спіральний випадок досліджуваної моделі проточної частини насоса-турбіни був розрахований за законом Vu = const і має кут охоплення 360 ° і круглі перерізи. Статор має 18 колон, один зуб статора, кільця статора плоскі. Напрямна лопать має 20 рухомих лопатей. Профіль лопатки направляючого апарату асиметричний, позитивної кривизни, висота клинка b0 = 0,14D1. Колесо має діаметр D1 = 350 мм.

Підбір та виготовлення лопатей для досліджень

Всі лопаті були виготовлені в Інституті проблем машинобудування ім. А. Підгорний НАН України на пластиковому 3D-принтері PLA. Це значно знизило вартість і скоротило терміни проведення досліджень. Перевагами цього матеріалу є його нетоксичність (натуральна сировина в складі PLA-пластика дозволяє використовувати його для різних цілей без загрози для здоров'я людини), стабільність розмірів, при друку немає необхідності в нагріванні платформи, ідеально підходить для рухомих моделей, гладкості поверхонь та інших. У таблиці (1) наведені характеристики пластику PLA [16].

Температура плавления1	173-178°C
Температура размягчения	50°C
Твердость (по Роквеллу)	R70-R90
Относительное удлинение при разрыве	3,8%
Прочность на изгиб	55,3 МПа
Прочность на разрыв	57,8 МПа
Модуль упругости при растяжении	3,3 ГПа
Модуль упругости при изгибе	2,3 ГПа
Температура стеклования	60-65°C
Плотность	1,23-1,25 г/см³
Минимальная толщина стенок	1 мм
Точность печати	± 0,1%
Размер мельчайших деталей	0,3 мм
Усадка при изготовлении изделий	нет
Влагопоглощение	0,5-50%

Таблиця (1)

Лопаті були надруковані шар за шаром товщиною 0,1 мм, що забезпечило високу якість поверхні леза (рис. 2). В кінці була проведена невелика очищення невеликої наждачним папером і фланелева полірування, після чого поверхню стала глянсовою. Маточина рани була виготовлена з нержавіючої сталі, а нижня кришка диска - з прозорого блоку з оргскла (рис.

3). Лопаті прикріплені до верхнього диску за допомогою 32 гвинтів - по 4 на кожне лезо, 2 зверху і 2 знизу.

3.3. Побудова моделі проточної частини, розрахунок параметрів потоку робочої ріини, та проведення досліджень.

Під час проведення випробувань робоче колесо гідротурбіни може розвивати швидкість обертання аж до 900 об \ хв, так і зазнавати утиску водяного стовпа рівного двадцяти метрів. І якщо провести моделювання та визначити коефіцієнт запасу міцності випробовуй колесо тільки обертання досить просто, то з тиском на лопатки всі далеко не так очевидно, адже насправді потік рідини майже паралельний лопаток турбіни, так що треба було зробити дослідження потоку рідини. Як об'єкти досліджень були прийняті проточна частина направляючого апарату, що складається з кільця статора, його лопаток, направляючого апарату, робочого колеса гідротурбіни, а також равлики - підводить апарату. Комп'ютерне моделювання досліджуваних об'єктів виконувалося з використанням програмного модуля SolidWorks Flow Simulation, заснованого на методі кінцевих елементів. Вибір на користь даної програми пояснюється тим, що за рахунок повної інтеграції Flow Simulation в SolidWorks є можливість моделювати геометрію і виконувати всі розрахунки і аналізи «в одному вікні». Це значно знижує ймовірність виникнення помилок імпорту / експорту геометрії через проміжний формат даних (наприклад, SAT, IGES і т.д.). Крім того, SolidWorks має стандартний графічний користувальницький інтерфейс Windows і ефективно взаємодіє з такими Windows-додатками, як Excel, Word та ін. Комплекс завдань, пов'язаних з питаннями гідродинаміки, в SolidWorks Flow Simulation вирішується за допомогою системи диференціальних рівнянь, методом Конечностно різниць. Основними етапами розробки комп'ютерної моделі в SolidWorks Flow Simulation є: а) створення 3D моделі; б) побудова сітки розрахункової області; в) накладення граничних умов; г) візуалізація полів температур, тиску і т.п. Чисельний розрахунок проводився

при наступних припущеннях: процеси течії рідини і теплообміну стаціонарні, тому що роль равлики полягає в створенні необхідних умов, де V = const; для визначення граничних умов були проведені окремі симуляції потоку, в результаті були отримані вхідні і вихідні умова, які б соответствввовалі потоку з напором в 25 метрів. Загальні показники роботи турбіни залежать від індивідуальних характеристик кожного компонента. Було проведено дослідження зі зміною в робочих диапозоном рухомих частин проточної частини, а саме лопаток направляючого апарату і робочого колеса.

А) Створюючи 3Д модель проточної частини були використані креслення вже виготовлених компонентів, тому що дана проточна частина насос-турбін, проектована для Канівської ГАЕС, була розроблена в Лабораторії оборотних гідромашин ІПМаш НАН України та вже випробувана на некритичних значеннях напору. Для спрощення збірки дійсної моделі, а також її виготовлення, проточна частина складається з окремих елементів:

1) Равлики підводящого апарату виконаної з безлічі частин рачпечатаних на 3Д принтері, однак це було зроблено для простоти виготовлення і ніякого впливу на форму потоку не несе, завдання 3Д об'єкта в CAD середовищі SolidWorks відбувалося єдиною деталлю.

2) обмотки кільця, до складу якого входять власне два статорних кільця, а також нерухомі, твердо закріплені статорні колонки, разом з зубом.

3) направляє апарату, що складається з рухомих лопаток направляючого апарату.

4) Робочого колеса, для спрощення виготовлення і збірки, що складається з безлічі деталей:

- 8 лопатей складної форми

-нижнє обода, що виконує роль продовження проточної частини, а також додаткові жорсткості конструкції

-Верхній обода, що виконує роль сполучного компонента всіх лопаток, а також кріпиться на вал, в результаті соеденяет з валом генератора.

Безліч болтів, жорстко закріплює всі деталі проточної частини.

5) замість реально існуючих прокладок, були використані елементи «заглушки» у Flow Simulation

Нижче надана вся збірка в розрізі:

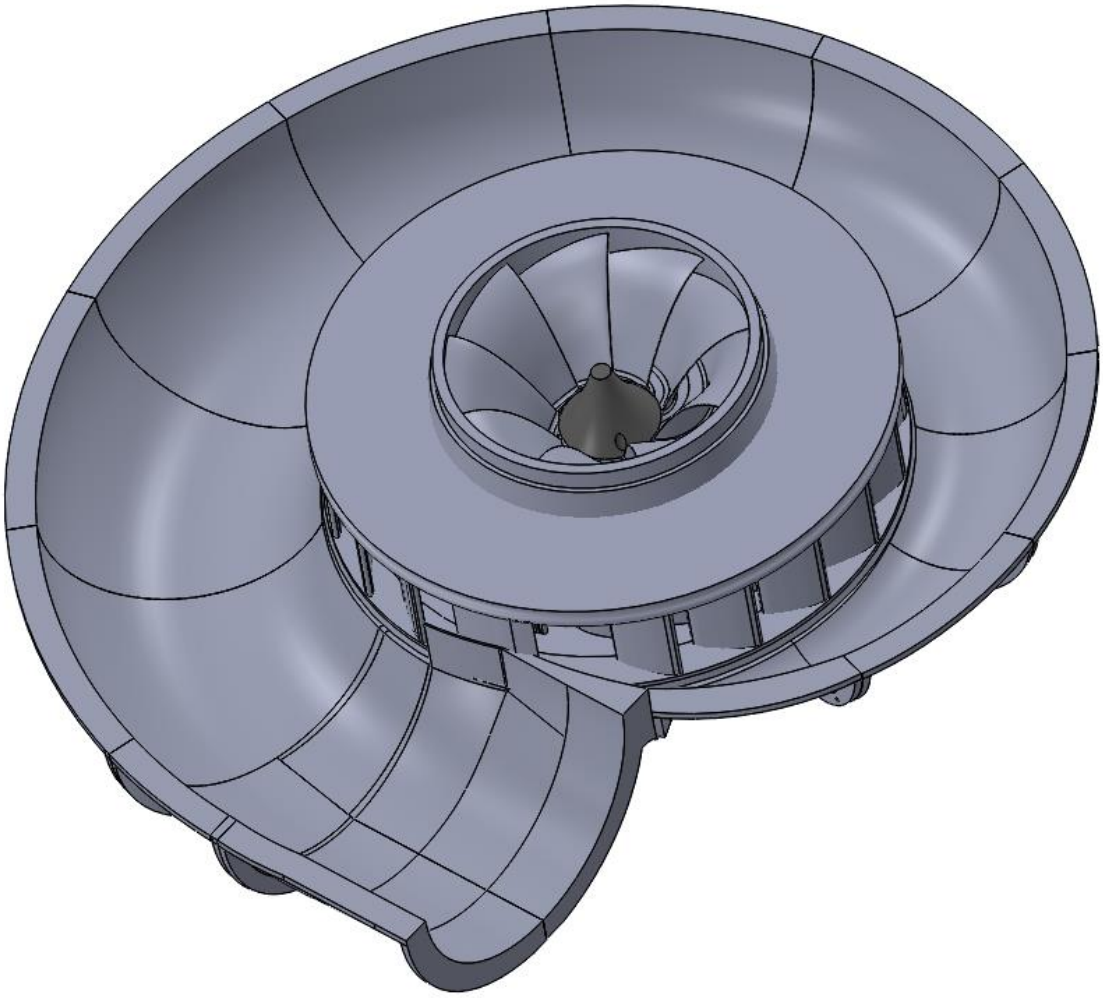


Рис. 6. Модель проточної частини.

Б) Постановка задач, граничні умови для моделювання течії робочії рідини за допомогою пакетів прикладних програм CAD, CAM,CAE

Тип	Вхідний об'ємний потік
Поверхні	
Координатна система	Глобальна система координат
Опорна вісь	X
Параметри потоку	Напрямок векторів потоку: Нормальний для обличчя
Термодинамічні параметри	Об'ємний витрата: 0,6000 м ^ 3 / с
Параметри турбулентності	Повністю розвинений потік: Ні
Параметри граничного шару	Вхідний профіль: 0

Таблиця (2) Об'ємний потік входу

Обличчя	LID18-1 Обличчя
Координатна система	Лицьова система координат
Опорна вісь	X
Термодинамічні параметри	Загальний тиск: 101325,00 Па
Параметри турбулентності	Тип температури: Температура вихідних компонентів
Параметри прикордонного шару	Тип граничного шару: Турбулентний

Таблиця (3) Загальний тиск

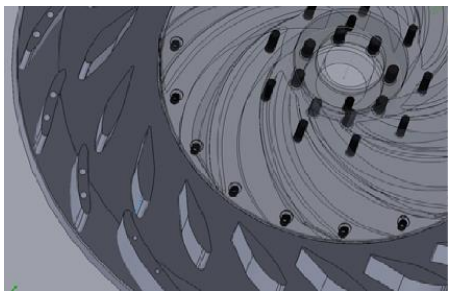
Так як кінцева мета це розрахунок на міцність робочого колеса, створюємо конфігурацію направляючого апарату, при якій можна отримати максимальну різницю тисків між нагнетательной і засмоктує стороні лопаті. Так як є всього дві рухливі частини:

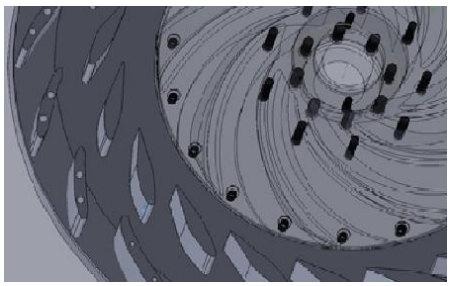
1) Колесо.

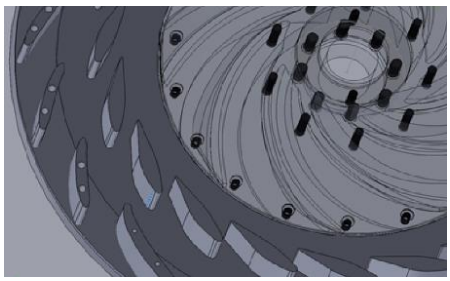
Обертання не задавалося, а просто змінювалася конфігурація. Істотної різниці, що перевищує похибку вимірювань отримати не вдалося, так що цей рух далі в роботі не розглядають

2) Напрямні лопатки.

Змінювалося максимальне і мінімальне робоче відкриття, а також перевірялося відкриття відповідне максимальному ККД, отриманого при минулих випробуваннях.


Рис.7.Відкриття a = 32


Рис.8. Відкриттяа = 19


Рис.9. Відкриття a = 16

Для яких були отримані розподілу по тиску.

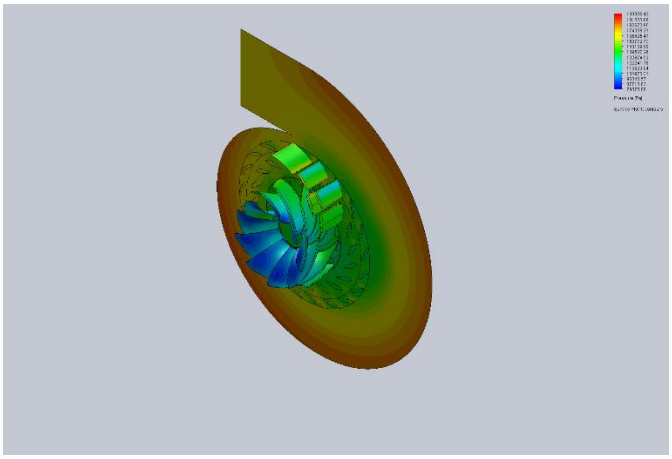


Рис.10 Відкриття a = 32

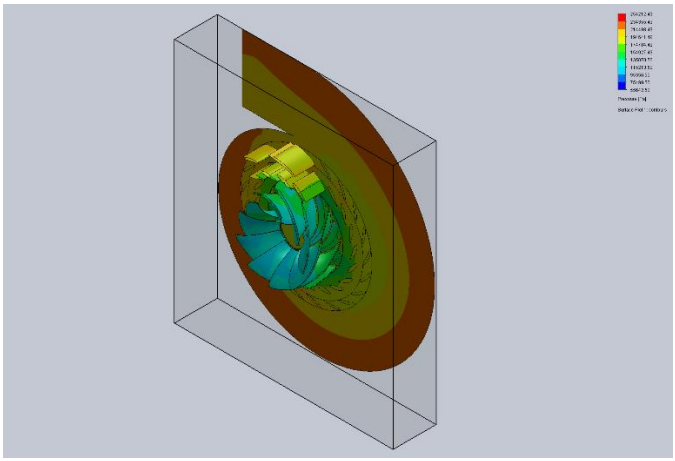


Рис.11. Відкриття a = 19

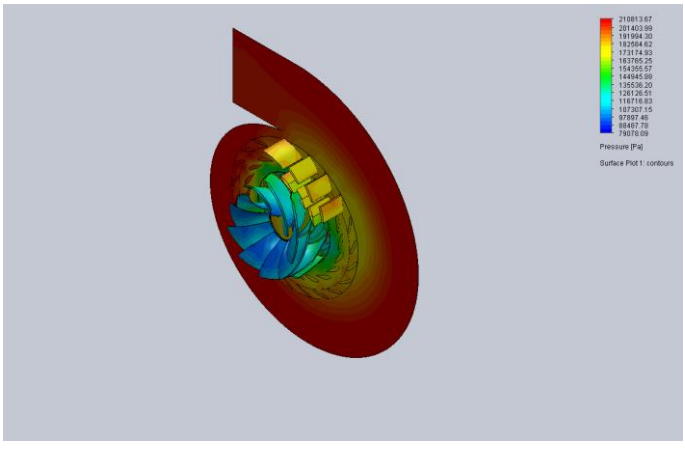


Рис. 12. Відкриття = 16.

Слід зауважити що при менших кутах відкриття направляючого апарату тиск в направляющем апарату і на колонках статора з лопатками направляючого апарату зростає, однак їх в розрахунок ми не беремо, як і верхній і нижній обіддя, в даній роботі буде розглянуто тільки коефіцієнт запасу міцності лопаток.

З цього дослідження виділяємо відкриття а = 32, тому що на лопатках при даному відкритті спостерігається максимальна різниця тисків. Далі отриманий результат імпортується в SolidWorks Simulation, де задаються додаткові умови: навантаження обертання і імпульсна складова сили діюча на лопатку з боку потоку рідини. Повні умови надані в таблиці (4).

Система блоку:	SI (MKS)
Довжина / Зміщення	mm
Температура	Kelvin
Кутова швидкість	Rad/sec
Тиск / напруга	N/m^2

Таблиця (4)

Оскільки в базі матеріалів не було марки пластика використовуваного при складанні, були задані його параметри вручну.

Назва: PLA пластик	Назва: Користувальницький пластик
Тип моделі: лінійний еластичний ізотроп	Тип моделі: лінійний еластичний ізотроп
Критерій відмови за замовчуванням: стрес Мора-Кулона	Критерій відмови за замовчуванням: стрес Мора-Кулона
Міцність виходу: 4,5e + 07 Н / м ^ 2	Міцність виходу: 4,5e + 07 Н / м ^ 2
Міцність на розрив: 3e + 07 Н / м ^ 2	Міцність на розрив: 3e + 07 Н / м ^ 2
Міцність на стиск: 6e + 07 Н / м ^ 2	Міцність на стиск: 6e + 07 Н / м ^ 2

Модуль пружності: 2e + 09 Н / м ^ 2	Модуль пружності: 2e + 09 Н / м ^ 2
Співвідношення Пуассона: 0,394	Співвідношення Пуассона: 0,394
Масова щільність: 1 020 кг / м ^ 3	Масова щільність: 1 020 кг / м ^ 3
Модуль зсуву: 3189e + 08 Н / м ^ 2	Модуль зсуву: 3189e + 08 Н / м ^ 2
Коефіцієнт теплового розширення: 900 000 / Кельвін	Коефіцієнт теплового розширення: 900 000 / Кельвін

При проведенні дослідження на міцність модель лопаті робочего колеса були запропоновані наступнні початкові умови :

1) Змодельовані жорсткі кріплення моделі лопаті робочего колеса по грані , які відображені на Рис.14.

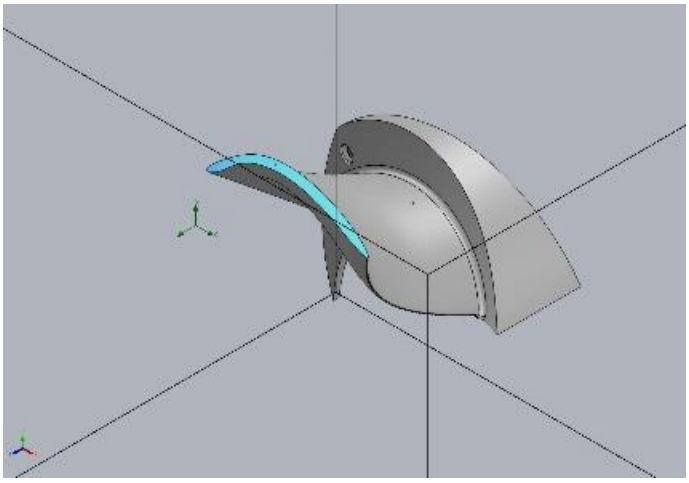


Рис. 14 Кріплення

2) Для задання реактивної сили були прикладені тиски до поверхонь зображених на Рис. 15. та Рис.14, які отримані з результатів сімуляції проведенної у Flow Simulation. Значення тиску для нагнітаючої сторони (Рис.15.), направляється нормально до поверхні та дорівнює 0.15МР, значення тиску для засмоктуючої поверхні(Рис. 15.) задається нормально направленим до поверхні та дорівнює 0,115МРа. Значення тиску у звязку зі складністью задання нерівномірного росподілу тиску по поверхні лопаті були вказані відповідно максимальним та мінамальним з отриманих для нагнітаючої та засмоктуючої сторони, за для отримання найбільшої різниці тиску.

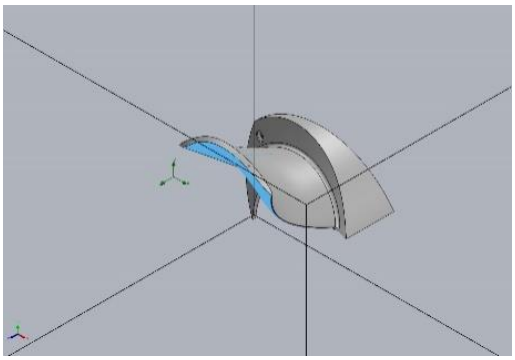


Рис..14.

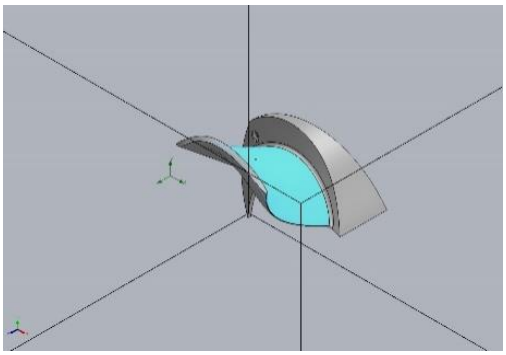


Рис.15.

3) За для задання импульсної сили що діє на лопать робчоего колеса з боку потоку на нагнітаючий бік (Рис.14.), було зроблене допущення виходячи з мінімального оціночного коефіцієнта реактивності в 50% та визначена сила що дорівнює 0.1 MPA

4) За для задання відцентрової сили було прикладене обертальний рух навколо осі робочего колеса з частою оборотів, що дорівнює максимальним режимам на яких проводят іспити робочего колеса.

5)Задання сили гравітації здійснено за напрямом, що відображається на Рис. 16., з принятим значенням, що дорвінює 9.81м\с^2

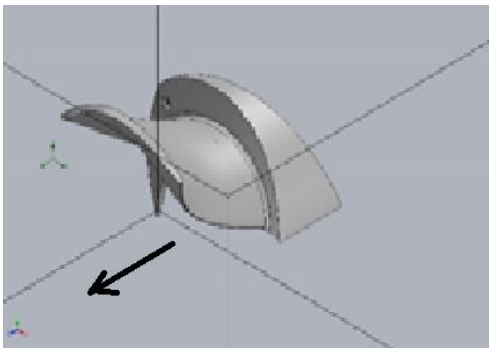


Рис.16.

В результаті досліджень отримані епюри напружень зображено на Рис.17. , максимальні значення діючих напружень не перевиюють межі міцності, епюри деформації, що виникають у матеріали лопаті внаслідок дії вказаних навантажень(Рис.18), деформації несуттеві, епюру переміщень, які також виникають у незакріплених частинах лопасті, що виникають у матеріалі лопасті, а також епюру запасу міцності(Рис.19.), яка вказує, що матеріл витримає вказані навантаження, та має суттевий запас міцності.

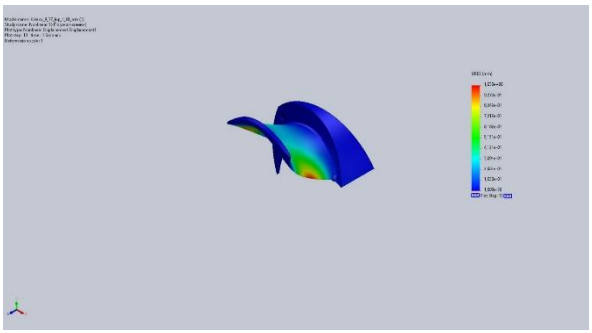


Рис. 17.

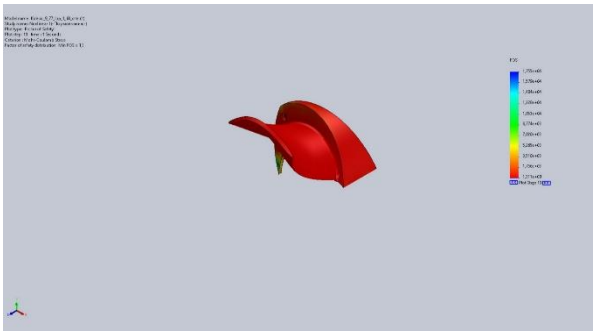


Рис. 19.

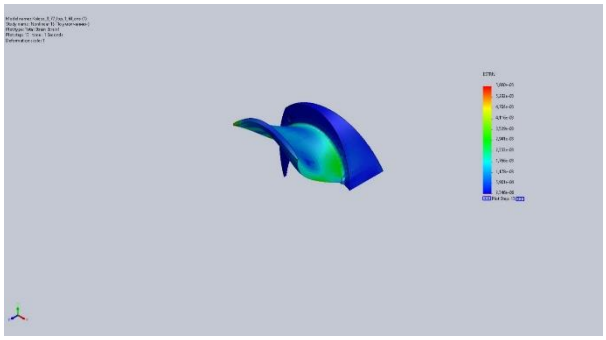


Рис. 18.

ВИСНОВКИ

Описано фізичні процеси, що відбуваються в проточній частині гідротурбіни, визначення характерстик яких викликає певні труднощі при експлуатції, а саме: навантаження від потоку, що діють на робочі органи гідромашини, його параметри, будову і типи проточної частини гідротурбіни, її основні характеристики. Кількісні значення отриманих характеристик використані в якості початкових умов для розрахунку на міцність моделі лопаті робочего колеса канівської ГАЄС. В результаті досліджень отримані епюри діючих напружень, максимальні значення яких не перевищують межі міцності, епюри деформації, що виникають у матеріали лопаті внаслідок дії вказаних навантажень, деформації несуттеві, епюру переміщень, які також виникають у незакріплених частинах лопасті, що виникають у матеріалі лопасті, а також епюру запасу міцності, яка вказує, що матеріл витримає вказані навантаження, та має суттевий запас міцності. Отримані результати будуть використані для проведення подальшо модернізації гідродинамічного стенду оборотніх машин інституту проблем машинобудування.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. https://uhe.gov.ua/sites/default/files/2019-08/7.pdf
2. https://www.nationalgeographic.org/encyclopedia/hydroelectric-energy/
3. https://www.mpoweruk.com/hydro_power.htm
4. https://www.hydropower.org/
5. http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPIPress/5230/1/vestnik_HPI_2013_37_Khorev_Modelirovanie_rabochego.pdf
6. http://www.kalexeev.ru/Specialists/Prochnost_urok.pdf
7. https://pdfs.semanticscholar.org/0932/7c0f4c627d77636e5d503a5e0a109a231e97.pdf?_ga=2.232514655.1325255780.1592163750-1192399058.1591858834
8. Загорская ГАЭС . Дата обращения 26 июня 2008. Архивировано 12 октября 2007 года
9. ↑ ГАЭС - Зеленая энциклопедия . Дата обращения 10 января 2015. Архивировано 10 января 2015 года.
10. ↑ *Родионов В. Г.* Оптимизация структуры генерирующих мощностей. Аккумуляторы – накопители энергии // Энергетика: проблемы настоящего и возможности будущего. — М.: ЭНАС, 2010. — С. 68—69. — 352 с. — ISBN 978-5-4248-0002-3
11. *Абубакиров Ш. И.* Опыт и перспективы использования асинхронизированных гидрогенераторов в проектах ОАО «Институт Гидропроект». Гидроэнергетика (2010)
12. http://ipmach.kharkov.ua/