

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ
ФАКУЛЬТЕТ ПРИКЛАДНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕЛЕКТРОІНЖЕНЕРІЇ

ВОДЬКО ІВАН ВІКТОРОВИЧ

УДК 626.321

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРУБНИХ ПРОПЕЛЛЕРНИХ
ГІДРОТУРБІН ДЛЯ МАЛОЇ ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ**

8.05070108 – Енергетичний менеджмент

АВТОРЕФЕРАТ
дипломної роботи магістра на здобуття вищої освіти
освітнього ступеня магістр

Тернопіль – 2017

Дипломною роботою магістра є рукопис

Робота виконана в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник

кандидат технічних наук, доцент
Зінь Мирослав Михайлович,
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя

Рецензент

кандидат технічних наук, доцент
Оробук Богдан Ярославович,
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя

Захист відбудеться "21" лютого 2017 р. о 11⁰⁰ годині на засіданні екзаменаційної комісії № 41 з атестації здобувачів вищої освіти освітнього ступеня магістр 8.05070108 – енергетичний менеджмент при Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя МОН України за адресою: 46000, м. Тернопіль, вул. Микулинецька, 46.

З дипломною роботою магістра можна ознайомитись в ELARTU Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя

*Секретар
екзаменаційної комісії 41*

Хомишин В.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми роботи. Питаннями підвищення енергоефективності гідротурбін, займалися такі вчені: Сулига В. И., Свинарєв Г. А., Алексапольский Д. Я., Тарасенко М.Г., Зінь М. М., Ласенко В. Е., Потетенко О. В. та ін. Незважаючи на це, не вирішеними залишилися питання розрахунку та виготовлення гідротурбін малих діаметрів, що ефективно працюватимуть при напорах нижче 5 м. Саме це і зумовило **актуальність** проведення робіт спрямованих на підвищення енергоефективності трубних пропелерних гідротурбін для малої гідроенергетики.

Серед переваг, що надасть нам даний розрахунок, головною є можливість використання синхронного або асинхронного генератора серійного виробництва без використання підвищувальних редукторів, а, отже, і зменшення вартості самого гідроагрегату та його обслуговування.

Мета й задачі дослідження. Метою дипломної роботи магістра є підвищення ефективності роботи малих гідроелектростанцій.

Об'єкт дослідження – процес формування основних параметрів енергоефективності трубних пропелерних гідротурбін.

Предмет дослідження – параметри трубних пропелерних гідротурбін.

Методи дослідження. Поставлені задачі вирішувались на основі:

а) методу послідовних наближень для розрахунку кутів встановлення лопатей; б) методу розподілу вирів та методу підйомних сил для визначення кривизни та кінцевої товщини профілів робочого колеса; в) планування експериментальних робіт та оброблення отриманих результатів із використанням методів математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у виведенні аналітичних залежностей для розрахунку номінальної частоти обертання 2- і 3-лопатевої робочих коліс низьконапірних пропелерних гідротурбін для малої гідроенергетики, які відзначаються високою швидкохідністю і достатньою кавітаційною стійкістю для швидкостей обертання до 800 об/хв.

Практичне значення одержаних результатів. Грунтуючись на результатах експериментальних досліджень, теоретичних узагальнень і розробок, вирішено задачі, які мають важливе практичне значення для малої гідроенергетики:

1. Запропоновано новий підхід до проектування турбін для низьконапірних малих ГЕС: для заданої швидкості обертання і заданого напору розраховується діаметр робочого колеса, витрата води і потужність гідротурбіни.

2. Запропоновано використання безредукторних гідроагрегатів, що забезпечують роботу гідротурбіни з найвищим коефіцієнтом корисної дії.

Апробація результатів дисертації. Матеріали магістерської роботи опубліковано в збірнику тез ІХ Всеукраїнської студентської науково-технічної конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» ТНТУ імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, квітень 2016 р.).

Обсяг магістерської роботи становить 110 сторінок. В роботі міститься 21 рисунок, 16 таблиць. Графічний матеріал подано у вигляді презентації Кількість використаних першоджерел 23.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та основні задачі досліджень, показано зв'язок із науковими програмами, планами, темами, сформульовано наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, наведено дані про особистий внесок здобувача, публікації, апробацію та впровадження результатів роботи.

Перший розділ «Літературний огляд» носить оглядово-аналітичний характер і висвітлює основні тенденції по досліджуваним проблемним питанням. Підкреслено, що основою ефективної енергетичної політики сучасності повинні стати: енергобезпека, енергоефективність, енергозбереження, використання відновлюваних джерел енергії та екологічна гармонізація суспільного розвитку. Охарактеризовано різні види сучасних гідротурбін: турбіну Пелтона, турбіну Френсіса, турбіну Мішеля – Банкі, турбіну Каплана (або турбогвинтовий гідравлічний двигун), а також турбіну Деріаза. Визначено основні переваги та недоліки малої гідроенергетики в цілому.

В результаті аналізу літературних джерел розкрито стан і суть наукової проблеми, виокремлено низку завдань, вирішення яких потребує відповідних теоретичних та експериментальних досліджень.

У другому розділі «Основна частина» використано порівняльні теоретичні дослідження основних параметрів чотири-, три- і дволопатевої гідротурбін пропелерного типу. Три- та дволопатевої гідротурбіни вивчені недостатньо. Це пов'язано з тим, що для напорів від 5 до 10 м і високих швидкостей обертання робочих коліс під час їх роботи може відбуватися кавітаційне руйнування лопатей. Однак для особливо низьких напорів (до 5 м) і не дуже високих швидкостей обертання робочих коліс (до 800 об/хв) кавітації практично не буде. Саме такі напори є характерними для малої гідроенергетики.

Запропоновано новий підхід до проектування турбін для низьконапірних малих ГЕС: для заданої швидкості обертання і заданого напору розраховується діаметр робочого колеса, витрату води і потужність гідротурбіни. Такий підхід дозволяє застосувати без редукторні гідроагрегати і забезпечувати роботу гідротурбіни за найвищих значень ККД ($\eta = 90 \div 92 \%$).

Завдяки відсутності підвищувальних редукторів чи пасових передач ККД гідроагрегатів набувають максимально можливих значень. Усе це дає в підсумку значний економічний ефект. Для прикладу розраховано три- та дволопатевої робочі колеса пропелерної гідротурбіни для напору 3.97 м і швидкості обертання 760 об/хв. В якості подібної вибрано чотирилопатевою гідротурбіну з коефіцієнтом швидкості що дрівнює $n_{S(4)} = 385$.

Для визначення швидкоходності трилопатевого робочого колеса використовується аналогічний показник чотирилопатевого колеса і коефіцієнт поправки k_3 , що залежить від швидкості обертання робочих коліс агрегатів у нормальних умовах. Даний коефіцієнт визначається зі співвідношення:

$$k_3 = \frac{n_2}{n_1} = 1.21 \quad (1)$$

де n_1 та n_2 – швидкості обертання подібних коліс (чотири- та трилопатевого).

В результаті коефіцієнт швидкохідності трилопатевої гідротурбіни $n_{S(3)}$:

$$n_{S(3)} = n_{S(4)} \cdot k_3 = 385 \cdot 1.21 = 466 \quad (2)$$

Для визначення коефіцієнта швидкохідності дволопатевого робочого колеса, коефіцієнт поправки k_2 визначено за тим же принципом співвідношення швидкостей подібних чотири- та дволопатевого робочих коліс і становить:

$$k_2 = \frac{n_2}{n_1} = 1.81.$$

Коефіцієнт швидкохідності дволопатевого робочого колеса $n_{S(2)}$:

$$n_{S(2)} = n_{S(4)} \cdot k_2 = 385 \cdot 1.81 = 697$$

З використанням методу підйомних сил та методу розподілу вирів визначено геометрію три- та дволопатевого робочого колеса. Для розрахунку форми решітки профілю накреслено контури колеса і вибрано розрахункові перерізи лопаті. Кількість перерізів три, крайні вибрано на відстані 10 мм від камери і втулки робочого колеса як показано на рис. 1.

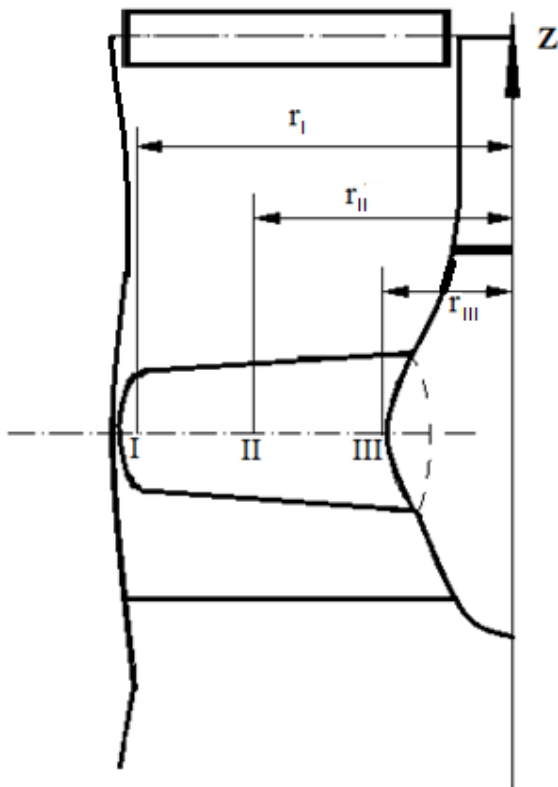


Рис. 1. Вибір розрахункових перерізів лопаті: r_I – периферійний переріз; r_{II} – серединний переріз; r_{III} – втулочний переріз

камери і втулки робочого колеса як показано на рис. 1.

За допомогою методу розподілу вирів розраховано нескінченно тонкі, дещо вигнуті профілі. Дія потоку на профіль імітується вирами, що розміщуються за відповідним законом вздовж скелету профілю. У першому наближенні вири розміщують вздовж хорди профілю – в ході дослідження визначають форму профіля. В кінцевому результаті розрахунковим шляхом визначено певні точки (координати), розмістивши які в системі координат дозволять побачити кривизну профілю на одному з перерізів останнього. Метод підйомних сил заключається в тому, щоб для кожної решітки з атласу гідродинамічних профілів вибрати експериментально відпрацьований профіль, що забезпечує необхідне значення коефіцієнта підйомної сили для заданих умов. Побудова профілів кінцевої товщини виконується не розрахунковим способом, а користуючись

максимальною товщиною і законом розподілу товщини одного з симетричних профілів. Для три- та дволопатевого робочих коліс при визначенні кінцевої товщини профілю, прийнятий закон розподілу товщини аналогічно профілю ВІМГ – 15 з максимальним значенням товщини профілю у відсотках $\delta_{\max T} =$

20%. В результаті максимальна товщина профілю для трилопатевої гідротурбіни складає 20.5 мм біля втулки і мінімальна 4.5 мм на периферії. Для дволопатевої максимальна товщина профілю біля втулки 22.8 мм, а мінімальна на периферії і складає 4.7 мм.

У третьому розділі «Спеціальна частина» розглянуто особливості застосування програм Microsoft Word, Microsoft Excel (створення таблиць і діаграм) та AutoCAD в дипломній роботі магістра.

У четвертому розділі «Обґрунтування економічної ефективності» проведено розрахунок ефективності та економічної доцільності використання гідротурбін з три- та дволопатевиими робочими колесами.

При встановленні трилопатевого робочого колеса, капіталовкладення складуть 897 000 грн, а кількість електроенергії, що виробляється гідротурбіною за рік дасть прибуток у розмірі 1 258 285 грн, термін окупності даного проекту складе 30 місяців.

Якщо використовувати дволопатеве робоче колесо у гідротурбіні, то капіталовкладення будуть відповідати сумі 938 397 грн, кількість електроенергії, яку вироблятиме дана гідротурбіна за рік, принесе прибуток у розмірі 2 775 168 грн. Термін окупності даного проекту складе 6 місяців.

У п'ятому розділі «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях» розглянуто основні вимоги безпечної експлуатації гідротехнічних споруд, правила безпечної експлуатації гідротурбінного устаткування, а також методи та засоби підвищення стійкості роботи об'єктів енергетики у воєнний час.

У шостому розділі «Екологія» розглянуто особливості взаємодії ГЕС із навколишнім середовищем та проаналізовано вплив на довкілля міні- і мікроГЕС – одного з напрямків розвитку альтернативної енергетики.

ВИСНОВКИ

1. Доведено, що швидкість обертання робочого колеса гідротурбіни обернено пропорційна кількості лопатей, тобто при зменшенні їх кількості удвічі, швидкість обертання робочого колеса, навпаки, зростає майже у два рази (точніше, у 1.81 рази).

2. Визначено діаметри робочих коліс та потужність генераторів гідротурбін, виходячи зі швидкості обертання 760 об/хв і напору 3.97 м. Для трилопатевої гідротурбіни діаметр робочого колеса становить 0.52 м при її потужності 40 кВт. Діаметр робочого колеса дволопатевої гідротурбіни дорівнює 0.77 м при механічній потужності на її валу 88 кВт.

3. Визначено кути встановлення профілю на трьох перерізах – периферійному $\beta_{\text{вст.пер.}}$, серединному $\beta_{\text{вст.сер.}}$ та втулочному $\beta_{\text{вст.вт}}$. Також знайдено кут скручування $\Delta\beta$ лопатей гідротурбін:

а) для трилопатевого робочого колеса:

$$\beta_{\text{вст.пер.}} = 17.73^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.сер.}} = 22.98^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.вт}} = 34^\circ;$$

$$\Delta\beta = 16.27^\circ.$$

б) для дволопатевого робочого колеса:

$$\beta_{\text{вст.пер.}} = 12.17^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.сер.}} = 16.17^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.вт.}} = 26^\circ;$$

$$\Delta\beta = 14.27^\circ.$$

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати роботи:

Водько І. Підвищення енергоефективності трубних пропелерних гідротурбін для малої гідроенергетики: тези доповідей ІХ Всеукраїнська студентська науково - технічна конференція "Природничі та гуманітарні науки. актуальні питання", (Тернопіль 20-21 квітня 2016 р.) / Міністерство освіти і науки України, Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя. – Т.: ТНТУ, 2016. – С. 185.

АНОТАЦІЯ

Водько І. В. Підвищення енергоефективності трубних пропелерних гідротурбін для малої гідроенергетики. – Рукопис.

Дипломна робота магістра за спеціальністю 8.05070108 – Енергетичний менеджмент. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2017.

Дипломна робота присвячена розвитку науково-технічних основ підвищення ефективності роботи гідротурбінного устаткування малих гідроелектростанцій. Запропоновано та розраховано різні варіанти робочих коліс для гідротурбіни, а зокрема, трилопатевого та дволопатевого.

Доведено, що встановлення саме таких робочих коліс для напорів до 5 метрів є ефективним у фінансовому плані, оскільки за моїми розрахунками, термін окупності гідроагрегатів з такими робочими колесами становить відповідно 30 та 6 місяців (для напору 3,97 м і швидкостей обертання робочих коліс 760 об/хв). Запропоновані схеми дозволять застосовувати тихохідні електрогенератори серійного виробництва без використання підвищувальних редукторів, що суттєво зменшить ринкову вартість гідроагрегатів та експлуатаційні витрати, що пов'язані з їх обслуговуванням.

Ключові слова: лопать, гідротурбіна, робоче колесо, асинхронний генератор, редуктор.

ANNOTATION

Vodko I.V. Increasing energy efficiency tubular propeller turbines for small hydro - Manuscript.

Thesis for a Candidate Degree in Technical Sciences, Speciality 8.05070108 – Light Engineering and Light Sources. – Ternopil Ivan Pul'uj State Technical University, Ternopil, 2017.

The thesis is devoted to development of scientific bases efficiency hydraulic turbine equipment of small hydropower plants. Proposed and developed various options for turbine rotors, 3 and 2 paddle.

It is proved that the establishment of such impellers for pressures up to 5 meters is effective in financial terms, because according to my calculations, the payback period of hydraulic units with impellers is respectively 30 and 6 months (pressure at 3.97 m and a speed of impellers 760 rev / min). These schemes allow the use of low-speed rotation of the generator without gears, which reduces the market value of hydroelectric units and operating costs associated with their service.

Keywords: blade, hydroturbine, impeller, asynchronous generator, reducer.