

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

ВОДКА ОЛЕКСІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ



УДК 539.3

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ОЦІНКИ РЕСУРСУ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ
РОБОЧИХ КОЛІС ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВИХ ГІДРОТУРБІН

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2014

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Трубаєв Олександр Іванович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
доцент кафедри динаміки та міцності машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Зіньковський Анатолій Павлович,
Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка
НАН України,
завідувач відділом коливань та вібраційної надійності

доктор технічних наук, професор
Шульженко Микола Григорович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А. М. Підгорного НАН України,
завідувач відділом вібраційних та термоміцнісних
досліджень

Захист відбудеться «21» травня 2014 р. о 14³⁰ год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

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

Автореферат розісланий «18» квітня 2014 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10



Д. В. Бреславський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Різьбові (зокрема болтові) з'єднання є одним з найбільш поширених способів розбірного з'єднання деталей машин. Широкий спектр застосування різьбових з'єднань ставить перед інженерами-проектувальниками завдання про раціональний вибір конструктивних особливостей та параметрів таких з'єднань. Серед характеристик різьбових з'єднань однією з найбільш важливих є надійність, бо саме вона визначає показники роботоздатності механічної системи або машини в цілому.

Окрему увагу заслуговують питання забезпечення надійності різьбових з'єднань робочих коліс гідроагрегатів (ГА) великої потужності. Відповідні кріплення є унікальними, мають значні габаритні розміри, нестандартну конструкцію та працюють в умовах значних попередніх зтяжок, що реалізуються спеціальними технологічними засобами. Експлуатація болтових з'єднань гідротурбін пов'язана з рядом особливостей: наявністю корозійного середовища (води); суттєвою попередньою зтяжкою; значними напруженнями, що виникають на перехідних режимах внаслідок дії крутного моменту і динамічного гідравлічного зусилля на валу турбіни.

Слід зазначити, що гідротурбіни широко використовуються в процесі регулювання споживання електроенергії під час добових піків за рахунок швидкого запуску ГА та виходу його на робочий режим. В свою чергу, це призводить до зростання кількості запусків / зупинок. Саме велика кількість перехідних режимів, а також агресивне зовнішнє середовище призводять до відмов болтових з'єднань, які, найчастіше, носять поступовий характер і викликані корозійно-втомними процесами.

Проектний термін експлуатації болтових з'єднань гідротурбін складає не менше 30 років. За цей час у матеріалі, з якого виготовлені різьбові з'єднання, відбуваються процеси, що призводять до зміни механічних характеристик. Такі процеси, зазвичай, носять випадковий характер, саме це обумовлює необхідність розробки нових ймовірнісних моделей накопичення пошкоджуваності для оцінки ресурсу болтових з'єднань при багатоцикловій втомі.

Таким чином, задача розробки удосконалених моделей прогнозування надійності та оцінки ресурсу болтових з'єднань робочих коліс поворотноплатевих гідротурбін є актуальною та визначила напрям дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано на кафедрі динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» у рамках держбюджетної науково-дослідної теми МОН України «Розробка теоретичних основ і методів рішення задач забезпечення міцності та надійності високонавантажених елементів машинобудівних конструкцій» (ДР № 0112U000403) та у відпо-

відності до госпдоговірної теми «Аналіз ресурсу болтових з'єднань робочих коліс осьових гідротурбін і розробка нормативних документів для забезпечення їх надійної роботи» (ПАТ «Укргідроенерго», м. Вишгород, Київська обл.), де здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є створення методів оцінки конструкційної міцності та надійності різьбових кріплень в елементах енергетичних машин з урахуванням особливостей технологічного та експлуатаційного навантаження, а також деградації матеріалу; використання розроблених підходів до визначення параметрів надійності та ресурсу болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін.

Поставлена мета визначає ряд основних задач:

- аналіз існуючих методів визначення напруженого стану, прогнозування ресурсу та визначення параметрів надійності болтових з'єднань гідротурбін з урахуванням особливостей експлуатації та технології монтажу;

- проведення розрахунково-експериментальних досліджень пульсацій потоку та вібраційного стану модельної гідротурбіни для визначення особливостей експлуатаційного навантаження на різних режимах роботи; виконання проектування та складання програмно-апаратного комплексу для вимірювання віброприскорень, а також створення алгоритмів та програмного забезпечення для їхнього експрес-аналізу;

- розробка математичної моделі та методики визначення параметрів НДС болтових з'єднань елементів гідротурбін, які враховують експлуатаційні та монтажні фактори і дозволяють визначати особливості розподілу напружень по конструкції;

- порівняння результатів чисельних досліджень з експериментальними даними для перевірки адекватності побудованих СЕ моделей;

- побудова ймовірнісної математичної моделі та створення методів оцінки ресурсу болтових з'єднань, які на відміну від існуючих враховують випадковий характер частоти запусків/зупинок гідроагрегату та деградацію матеріалу, що проявляється у зміні його властивості опору втомі з часом;

- дослідження особливостей впливу попереднього технологічного затягання болтів на ресурс болтового з'єднання робочого колеса гідротурбіни ПЛ 40-В700 та виробка практичних рекомендацій по забезпеченню надійної роботи.

Об'єкт дослідження – процес накопичення багатоциклової втомної пошкоджуваності у болтових з'єднаннях робочого колеса гідротурбіни, що викликаний перехідними режимами роботи ГА.

Предмет дослідження – ресурс та параметри надійності болтових з'єднань елементів турбомашин, що обумовлені монтажними та експлуатаційними факторами.

Методи дослідження. Теоретичною базою дисертації є методи: механіки твердого деформованого тіла; теорії коливань; механіки пошкоджуваності суцільного середовища; теорії ймовірностей та випадкових процесів. Розрахунок НДС болтових з'єднань проводився в рамках методу скінченних елементів. Для проведення експериментальних досліджень використовувались методи тензометрії, вібровимірювання та цифрової обробки сигналів.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше запропоновано ймовірнісну модель накопичення втомної пошкоджуваності, що, на відміну від існуючих, враховує випадковий характер частоти навантаження та процес деградації (старіння) матеріалу;
- розроблено новий підхід до аналізу НДС болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін, що, на відміну від існуючих, дозволяє врахувати технологію монтажу та особливості експлуатації й базується на застосуванні тривимірних скінченно-елементних (СЕ) моделей з високим ступенем деталізації;
- на основі розроблених підходів та моделей виявлено закономірності впливу попереднього напруженого стану на ресурс болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін;
- набула подальшого розвитку теорія прогнозування надійності та оцінки втомного ресурсу механічних систем, що сформована на основі запропонованої моделі накопичення пошкоджуваності, а також оцінки ресурсу болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін в детермінованій постановці.

Практичне значення одержаних результатів для енергетичного машинобудування полягає в побудові математичних моделей, що дають змогу визначати ресурс болтових з'єднань та можуть бути використані для оцінки залишкового ресурсу вже працюючих різьбових з'єднань (реалізованих у вигляді програмного продукту). Визначені способи оцінки проектного ресурсу різьбових з'єднань нових гідроагрегатів. Запропоновані методи дозволяють знизити час незапланованих зупинок гідроагрегатів, пов'язаних з заміною різьбових з'єднань, та розробити нормативні документи, що регламентують міжремонтні строки для гідротурбінного обладнання.

Результати досліджень впроваджені в практику проектування гідротурбін на ВАТ «Турбоатом» (м. Харків). Окрему практичну цінність має розроблений в рамках дисертаційної роботи вимірювальний комплекс УЛЬТРА-В-І, який може бути широко застосований для вимірювань вібраційного стану елементів енергетичного обладнання. Комплекс використано для дослідження вібрацій фундаменту турбоагрегату (результати впроваджено на ВАТ «Промбудремонт», м. Донецьк) та для визначення вібраційного стану відцентрових насосів (патент України №u201211397).

Особистий внесок здобувача. Усі положення, результати теоретичних та експериментальних досліджень, що виносяться на захист, отримані здобувачем особисто. Серед них: проведені експериментально-розрахункові дослідження

параметрів вібрації модельної гідротурбіни в цілому та її лопатей; визначено параметри демпфування її елементів; створення методики визначення параметрів НДС болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін та отримані числові значення напружень на різних режимах роботи турбоагрегату; проведено обробку результатів тензометрії болтового з'єднання в умовах лабораторного експерименту та порівняння отриманих значень з теоретичними результатами; створено методику визначення та одержання числових значень ресурсу і параметрів надійності болтових з'єднань, що отримані за допомогою розроблених моделей; розроблено програмне забезпечення для обробки сигналів та їх експрес-аналізу з первинних віброперетворювачів комплексу УЛЬТРА-В-1.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи обговорювались, доповідались та одержали схвалення на міжнародних науково-практичних конференціях: XIX-XX «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2011-2012 рр.); «Проблеми міцності в турбомашинобудуванні» (Турбо-2011), (м. Київ, 2011 р.); «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012 р.); «Втома та термовтома матеріалів і елементів конструкцій» (м. Київ, 2013 р.); «Нелінійна динаміка» (м. Севастополь, 2013 р.); «Тараповські читання» (м. Харків, 2013 р.); «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 2013 р.) та ін.

Результати дисертаційної пройшли апробацію на засіданнях семінарів з механіки Рижського технічного університету (м. Рига, Латвія, 2013 р.), Вільнюського технічного університету ім. Гедемінаса (м. Вільнюс, Литва, 2013 р.), кафедри динаміки та міцності машин Національного технічного університету «ХПІ» (м. Харків, 2011 – 2014 р.).

Публікації. Основні наукові положення і результати досліджень за темою дисертаційної роботи опубліковані в 20 наукових працях, серед яких: 9 – статей у фахових виданнях України, 2 – у закордонних періодичних фахових виданнях, 1 патент України, 7 – у матеріалах науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 155 сторінок; з них 61 рисунків за текстом, 17 рисунків на 11 окремих сторінках, 13 таблиць за текстом, 109 найменувань використаних джерел на 11 сторінках; 3 додатків на 3 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність та доцільність теми дисертації, сформульовано її мету і задачі, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, наукову новизну та практичну значущість роботи.

У першому розділі проведено аналіз науково-технічної інформації про сучасний стан наукових досліджень з питань: визначення НДС болтових з'єднань та оцінки їх ресурсу. Визначені типові конструкції при довготривалій експлуатації яких виникає проблема деградації (природнього старіння) матеріалу. Тому при прогнозуванні надійності таких конструкцій є важливим використання моделей, що враховують зазначені процеси. Проаналізовані сучасні методи та засоби вимірювання вібрації на низьких та наднизьких частотах та окреслені можливості їх використання.

Відзначені внески науковців в проблеми міцності, надійності, коливань та континуальної механіки пошкоджуваності, серед яких: К.В. Аврамов, І.А. Біргер, Л.А. Владиславлев, Є.В. Ганчин, В.О. Жовдак, А.П. Зінковський, Г.Б. Іосілевіч, І.Д. Бреславський, Л.М. Качанов, Г.И. Кривченко, В.П. Когаев, О.О. Ларін, Т.Ф. Медведовська, І.Є. Ржевська, С.В. Серенсен, Л.А. Сосновский, О.С. Степченко, О.О. Стрельникова, Л.Ф. Тарасова, В.Т. Трощенко, Б.Ф. Шорр, М.Г. Шульженко, Р.М. Шнейдерович, J. Bickford, J.D. Chalupnik, H. Fessler, J. Lemaitre, S.S. Manson, S. Murakami, J. Schijve та ін. Таким чином, на базі цих розробок є доцільним проведення досліджень в галузі визначення НДС та ресурсу болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін, що враховують випадковий характер виникнення перехідних процесів в гідротурбінах, а також їх значний проектний ресурс (понад 30 років), за який у матеріалі відбуваються деградаційні процеси. Перспективним є розробка ймовірнісних методів прогнозування надійності та ресурсу, що враховують випадковість виникнення перехідних режимів у конструкції та водночас випадковий характер накопичення втомної пошкоджуваності, при цьому беручи до уваги процес деградації матеріалу.

У другому розділі представлені розрахунково-експериментальні дослідження вібраційного стану гідротурбін, виконані за допомогою розробленого вимірювального комплексу УЛЬТРА-В-І, який дозволяє проводити вимірювання вібрацій на низьких та наднизьких частотах, та

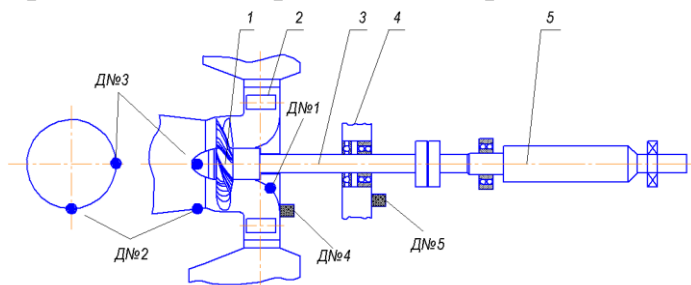


Рисунок 1 – Схема установки датчиків на стенді ЕКС-100 ВАТ «Турбоатом»:

1 – робоче колесо з лопатями; 2 – лопатки направляючого апарату; 3 – вал гідроагрегату; 4 – хрестовина; 5 – вал балансірної машини;
Д№1, Д№2, Д№3 – датчики пульсації тиску;
Д№4, Д№5 – датчики вібрації.

побудованих СЕ моделей.

Експериментальні дослідження проводилися на енергетично-кавітаційному стенді «ЕКС-100» ВАТ «Турбоатом» для моделей поворотного-лопатевих гідротурбін (рис. 1).

Під час проведених досліджень використовувалась штатна контрольно-вимірювальна апаратура стенду, за допомогою якої визначались параметри

роботи модельної турбіни, а також вимірювався тиск та його пульсації у проточній частині. Одночасно з цим на модельній турбіні встановлено вимірювальний комплекс УЛЬТРА-В-І. Усі вимірювальні прилади мали дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію. Випробування проводились на пропелерних режимах, інтерес до яких виник через те, що у поворотно-лопатевої гідротурбін вони можуть виникати під час пуску та зупинки гідроагрегату або при порушенні комбінаторного зв'язку з інших причин.

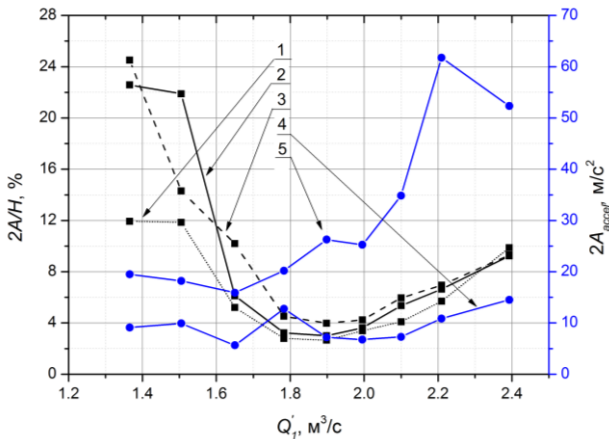


Рисунок 2 – Пульсаційно-вібраційна характеристика модельної гідротурбіни ПЛ-20 на пропелерному режимі (кут установки лопатей $\varphi = +10^\circ$, приведені оберти $n_1' = 130$ об/хв.): 1÷3 – амплітуда пульсації тиску віднесена до напору Д№1÷Д№3 відповідно; 4,5 – амплітуда віброприскорень на кришці турбіни та хрестовині у напрямку валу ГА Д№4, Д№5 відповідно

том установки лопатей та відкриттям направляючого апарату при переході до менших або більших витрат. Останнє пояснюється тим, що при зменшенні витрат на пропелерному режимі за робочим колесом виникає вихровий джгут, який обертається в тому ж напрямку, що й робоче колесо, а при збільшенні витрат виникає вихровий джгут, який обертається в протилежному напрямку.

Амплітуди вібрацій на пульсаційно-вібраційній характеристиці досліджуваної модельної гідротурбіни мають зростаючий вигляд (рис. 2). Збільшення амплітуд вібрацій пов'язано зі збільшенням витрати робочого тіла. Високий рівень амплітуд пульсації тиску на режимах з низькими витратами не сприяє збільшенню амплітуд вібрацій.

Виконані експериментальні дослідження частот вільних коливань ротора модельної гідротурбіни. Для вимірювання та запису процесу коливань використовувався комплекс УЛЬТРА-В-І. Дослідження проводились за наступною методикою. На вал встановлювався датчик, що є складовою частиною вимірювального комплексу. Далі по валу проводився удар, внаслідок якого у валу збуджувалися вільні коливання. Ці коливання фіксувалися за допомогою датчика.

Експериментально проведено визначення амплітуд вібрацій та пульсацій тиску на різних режимах роботи гідроагрегату. Результати вимірювання представлені у вигляді пульсаційно-вібраційної характеристики (рис. 2).

З аналізу експериментально отриманої характеристики можна зробити висновок, що криві пульсацій тиску мають традиційну форму – мінімальний рівень $2 \div 3\%$ (пульсації статичного напору в точках установки датчиків віднесені до напору випробувань у відсотках) відповідає оптимальним витратам. Встановлено, що зростання рівня пульсацій спостерігається при порушенні комбінаторного зв'язку між ку-

Типова реалізація коливань у наслідок удару показана на рис. 3а, а її спектр наведено на рис. 3б.

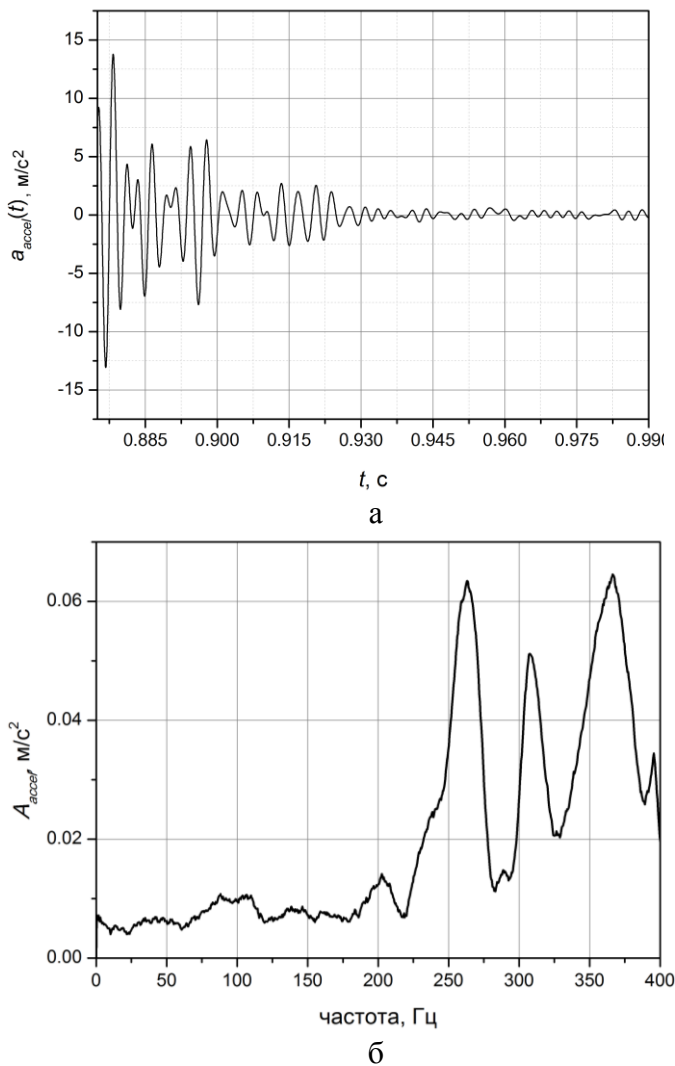


Рисунок 3 – Відгук системи на ударне збудження:

а – реалізація процесу коливань;
б – спектр реалізації процесу коливань

коливань; q – вектор форми власних коливань.

Для побудови геометричної моделі ротора гідротурбіни (рис. 4) використані креслення модельної установки. Зважаючи на те, що конструкція ротора ГА є складною, для полегшення процедури побудови СЕ моделі у його геометрії зроблені певні спрощення: опущені всі болтові з'єднання; складні елементи балансирної машини були відтворенні як такі, що еквівалентні за моментом інерції та масою. Верифікація побудованої геометричної моделі була проведена за інерційно-масовими характеристиками деталей. Прийнятним вважалось відхилення 5% від значень, наведених у конструкторській документації за моментом інерції та масою деталей.

Дана оцінка величини логарифмічного декременту затухання, як логарифма відношення двох амплітуд коливань. У зв'язку із тим, що δ_{\log} залежить від частоти і форми коливань, то пропонується за допомогою алгоритмів цифрової фільтрації сигналу виділити із спектру смуги шириною 20 Гц. При цьому кожна смуга повинна містити в своєму центрі власну частоту коливань лопаті. Наступним кроком виконувалось зворотне перетворення Фур'є, за результатами якого оцінювався логарифмічний декремент коливань та інші параметри демпфування.

Для визначення частот і форм власних коливань використовувався метод скінченних елементів (МСЕ). Відповідно до нього рівняння частот і форм власних коливань має вигляд

$$([K] - \omega^2[M])q = 0, \quad (1)$$

де $[K]$, $[M]$ – матриці жорсткості та мас відповідно; ω – частота власних

На основі геометричної моделі отримана СЕ-модель ротора, для побудови якої використовувалися тривимірні лінійні восьмивузлові скінченні елементи з трьома ступенями свободи в вузлі.

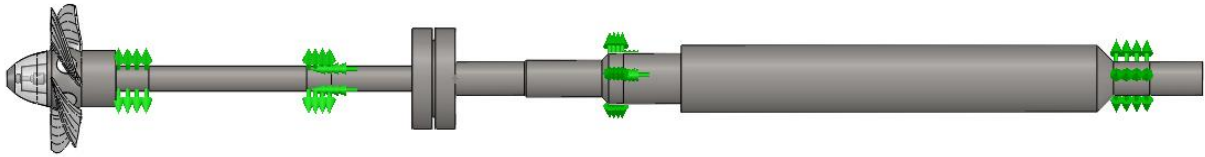


Рисунок 4 – Геометрична модель ротору ГА та граничні умови

Результати чисельного розрахунку форм та частот власних коливань ротора гідротурбіни представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Частоти власних коливань ротора ГА

№	Частота, Гц		Похибка, %	характер форми коливань
	МСЕ	Експеримент		
1	137,2	–	–	крутильна
2	264,3	262,7	0,6	згинна генератора
3	312,6	–	–	крутильна
4	316,5	307,5	2,8	згинна
5	354,5	367,1	3,5	згинна робочого колеса

Граничні умови, що були накладені на модель, зображені на рис. 4, і відповідають встановленим радіальним та радіально-упорним підшипникам. Також для порівняння на спектр відклику валу на ударне збудження нанесені частоти власних коливань, отримані розрахунковим шляхом (рис. 5).

Порівнюючи результати чисельних і експериментальних досліджень динамічного відгуку, слід відзначити, що розходження частот не перевищує 3,5%. Відсутність на експериментальному спектрі піку поблизу власної частоти 137,2 Гц пояснюється тим, що крутильна форма коливань не збуджується внаслідок удару по валу.

Для підтвердження гіпотези про те, що пульсації рідини майже не відображаються на вібраційній картині всього ГА, а рух рідини діє на систему як широкосмугове у частотному діапазоні навантаження, проведено визначення взаємної спектральної густини, яка показала відсутність яскраво виражених піків, що підтверджує припущення про незалежність пульсаційного та вібраційного процесів. Амплітудно-частотна характеристика ротору гідротурбіни у віброприскореннях від такого навантаження наведена на рис. 6.

За допомогою вимірювального комплексу проведено дослідження вібраційного стану модельної гідротурбіни та визначені закономірності, що пов'язують пульсації робочого тіла в турбіні з параметрами її вібрації. У ході експериментальних досліджень, опосередковано, за допомогою вимірювального комплексу УЛЬТРА-В-І визначенні параметри демпфування

елементів модельної гідротурбіни. Наведені теоретичні відомості з визначення частот і форм власних коливань, проведено визначення власних частот, форм модельного і натурального гідроагрегатів. Виконано порівняльний аналіз експериментальних та теоретичних результатів з визначення частот вільних коливань ротору та лопаті модельного ГА.

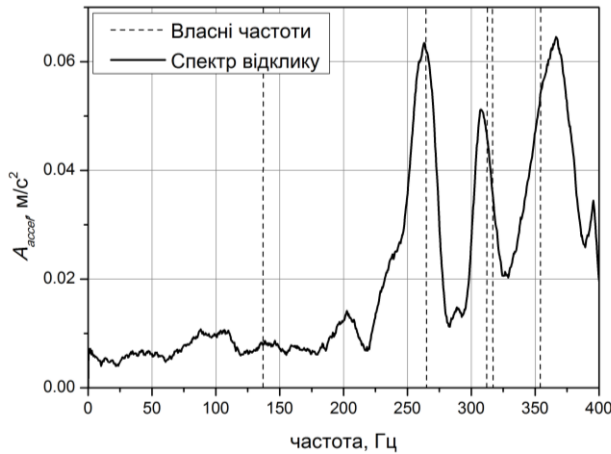


Рисунок 5 – Спектр відклику ротора та власні частоти конструкції

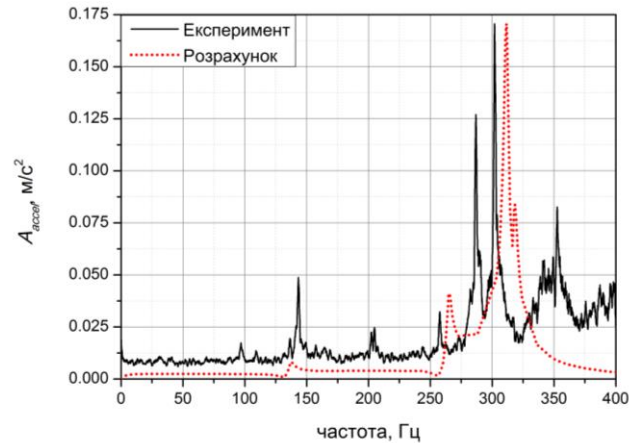


Рисунок 6 – Теоретичний та експериментальний спектри відгуку ротору

У **третьому розділі** на основі теорії подібності гідротурбін та відомих експериментальних даних визначені навантаження, що діють на болтове з'єднання робочого колеса гідротурбіни. Наведені теоретичні відомості визначення НДС, що враховують контактну взаємодію і циклічну симетрію. Запропоновані СЕ моделі та отримані параметри навантаження дають змогу визначити НДС, що виникає на перехідних режимах роботи ГА. Підтвердження достовірності СЕ моделей виконано за допомогою експерименту.

При проведенні розрахунку напруженого стану болтового з'єднання одним з обов'язкових етапів є визначення діючих навантажень. Так у загальному вигляді для визначення осьового зусилля та обертового моменту на валу гідроагрегату під час запуску/зупинки потрібно розв'язати задачу нестационарної гідромеханіки, що є певною науковою проблемою. З іншого боку для гідроагрегатів, що знаходяться в експлуатації є можливим проведення натурального експерименту з визначення параметрів навантаження, однак такі дослідження потребують відповідних матеріальних витрат на устаткування. Виходячи з цього, пропонується використати данні натурних випробувань подібних гідроагрегатів Шардаринської ГЕС (турбоагрегати ПЛ 661-ВБ-500, р. Сирдар'я, Казахстан), в процесі яких вимірювався ряд параметрів, серед яких осьове зусилля і обертаючий момент на валу турбіни. У зв'язку з тим, що досліджуваний у даній роботі гідроагрегат також поворотно-лопатевого типу, то на підставі теорії подібності між залежностями осьового зусилля і обертаючого моменту від часу на валу турбін мають місце співвідношення:

$$M^D(t) = \frac{H^D}{H^Ш} \left(\frac{D^D}{D^Ш} \right)^3 M^Ш(t), \quad (2)$$

$$P_{oc}^D(t) = \frac{H^D}{H^Ш} \left(\frac{D^D}{D^Ш} \right)^2 P_{oc}^Ш(t), \quad (3)$$

де $M^Ш(t)$ – крутного момент у гідроагрегаті Шардарінської ГЕС; $M^D(t)$ – обертаючий момент у гідроагрегаті ДніпроГЕС-II; $P_{oc}^Ш(t)$ – осьове зусилля в гідроагрегаті Шардарінської ГЕС; $P_{oc}^D(t)$ – осьове зусилля в гідроагрегаті ДніпроГЕС-II; $H^Ш$ – напір Шардарінської ГЕС; H^D – напір ДніпроГЕС-II; $D^Ш$ – діаметр робочого колеса Шардарінської ГЕС; D^D – діаметр робочого колеса ДніпроГЕС-II.

Значення крутного моменту та осьового зусилля взяті з осцилограм натурних вимірювань та відцифровані. На режимі, що встановився, значення моменту вважалися постійними, а час виходу на стаціонарний режим роботи складає 30 секунд. Таким чином, відцифровані данні за допомогою залежностей (5)-(6) були перераховані в осьове зусилля та крутний момент, що виникають у гідротурбіні ПЛ 40-В700. На основі цих даних складена циклограма навантаження. Графіки залежностей осьового зусилля і крутного моменту на валу гідротурбіни ПЛ 40-В700 за один цикл наведено на рис. 7.

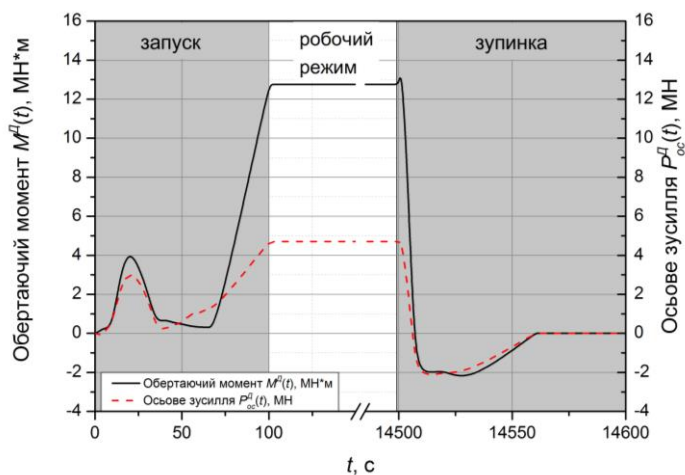


Рисунок 7 – Графік залежності обертаючого моменту $M^D(t)$ і осьового зусилля $P_{oc}^D(t)$ від часу в процесі роботи гідроагрегату

що представляє декомпозицію параметричної моделі болтового з'єднання робочого колеса гідротурбіни на структурні одиниці: фланець валу, тіло робочого колеса та болт.

За розробленими параметричними моделями структурних елементів побудовано СЕ модель болтового з'єднання, що відповідає 1/32 сектору валу, та містить один болт.

Для розрахунку НДС, що виникає у болтовому з'єднанні на перехідних режимах, було використано СЕ моделі попередніх етапів. Частоти навантаження є значно нижчими власних частот ротору гідроагрегату, тому вирішення за-

В рамках теорії систем автоматичного проектування для моделювання складних об'єктів та систем часто використовується мова уніфікованого моделювання (Unified modelling language – UML), яка використана для представлення результатів розробленої методології проектування параметричних розрахункових моделей болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін.

Розроблено діаграму класів,

дачі про визначення НДС болтового з'єднання виконано у квазістатичній постановці, тобто як послідовність статичних задач.

Результати розрахунків НДС, що виникає на першому витку різьби (абсолютний максимум) в процесі роботи ГА в залежності від величини початкового

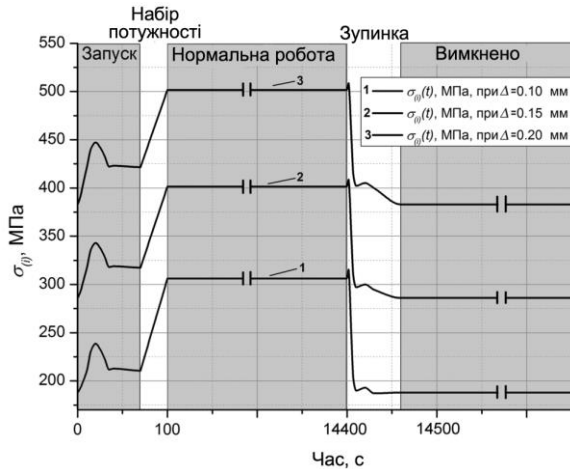


Рисунок 8 – Графік залежності еквівалентних напружень за критерієм Мізеса від часу на різних рівнях початкового натягу Δ в процесі роботи гідроагрегату

з'єднання, приведені на рис. 8. Найбільший інтерес до розподілу НДС виникає до моментів часу, у яких діють найбільші навантаження (відповідно до рис. 7). Такими моментами часу можна обрати $t = 100$ с і $t = 14525$ с. Для підтвердження збіжності чисельних результатів розрахунок проведений на двох сітках, причому розбіжність за напруженнями не перевищувала 3%.

З аналізу результатів проведених розрахунків видно, що між початковим натягом Δ і подовженням при затягуванні δ спостерігається залежність, близька до лінійної, а її наближення має вигляд $\delta = 0,76 \Delta$.

У четвертому розділі наведені розроблені ймовірнісні підходи для оцінки ресурсу болтових з'єднань для визначення характеристик ресурсу. Проведено порівняння класичного і розробленого підходу щодо визначення ресурсу болтового з'єднання.

Рівняння кінетики накопичення пошкоджуваності має вигляд

$$\frac{d}{dt} D(t) = \left(\frac{\sigma_a}{1 - D(t)} \right)^m \cdot \frac{\omega(t)}{N_0 \cdot \sigma_{Rd}^m \cdot (m + 1)}, \quad (4)$$

де $D(t)$ – функція міри пошкоджуваності, $\omega(t)$ – частота процесу, N_0 – базова кількість циклів до виникнення макротріщини, m – параметр кривої Вьолера, σ_a – амплітудне значення напружень циклу, $\sigma_{Rd}(t)$ – межа втомної міцності, t – час. Рівняння вирішувалось з початковою умовою $D(0)=0$, що відповідає відсутності пошкоджуваності у момент часу $t = 0$.

Задача прогнозування надійності зводиться до визначення ймовірнісних характеристик пошкоджуваності та ресурсу. Ймовірнісні характеристики частоти виникнення перехідних режимів слід визначати з даних статистики по експлуатації даної конструкції. Для отримання числових значень використовувалась статистика експлуатації гідроагрегатів ПАТ «Укргідроенерго» за 2011 рік (рис. 9). Отримані значення наведені у табл. 3.

Достовірне визначення функції кореляції вимагає більшого числа статистичних даних, що часто призводить до суттєвих труднощів. Тому на практиці

має сенс апріорно постулювати вид кореляційної функції у параметричній формі.

Таблиця 3

Числові значення статистичних параметрів функції $\omega(t)$

Параметр	$\langle \omega \rangle$, місяць ⁻¹	$Var[\omega]$, місяць ⁻²	V_ω
Значення	32,67	158,97	0,38

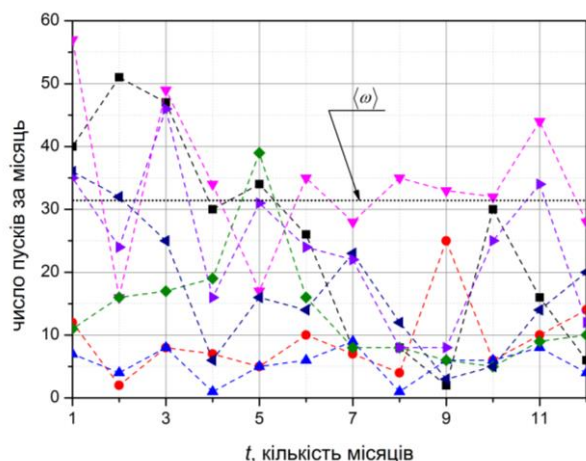


Рисунок 9 – Графік залежності частоти виникнення перехідних режимів гідроагрегатів ДнепроГЕС-II від часу за статистикою ПАТ «Укргідроенерго» за 2011 р.

У роботі пропонується скористатися для апроксимації функції кореляції експоненціальним законом, параметрами якого є дисперсія ($Var[\omega]$) і інтенсивність (λ_ω) частоти виникнення перехідного режиму

$$K_\omega(t_1, t_2) = Var[\omega] \cdot \exp(-\lambda_\omega \cdot |t_2 - t_1|). \quad (5)$$

Параметр інтенсивності λ_ω визначається, виходячи з часу кореляції, тобто проміжку часу, за який статистичний вплив частоти виникнення небезпечного режиму, що мав місце до моменту часу t_1 , на частоту виникнення цього режиму до моменту часу t_2 , є зникаючи малим.

Таким чином, час кореляції може бути заданий, виходячи з особливостей експлуатації конструкції, а для стаціонарного випадкового процесу обчислений через інтеграл:

$$\tau_{\omega k} = \frac{1}{Var[\omega]} \cdot \int_0^\infty K_\omega(\tau) d\tau, \quad \tau = t_2 - t_1. \quad (6)$$

Апріорно задавшись часом кореляції для частоти виникнення небезпечного режиму і з огляду на прийнятий вид кореляційної функції, інтенсивність частоти виникнення небезпечного режиму визначається як

$$\lambda_\omega = \frac{1}{\tau_{\omega k}}. \quad (7)$$

Виходячи зі статистики експлуатації, можна припустити місячну, сезонну, піврічну або річну незалежність в реалізації частоти навантаження. Таким чином час кореляції може складати один, три, шість або дванадцять місяців відповідно. Отримані ймовірнісні характеристики процесу накопичення втомної пошкоджуваності під час експлуатації при різних значеннях початкового натягу болтового з'єднання наведені на рис. 10 (без урахування деградації матеріалу).

Деградація матеріалу моделюється як поступового зниження в часі межі втомної міцності по гіперболічній залежності виду:

$$\sigma_{-1}(t) = \sigma_{-1}^* \cdot \varphi(t), \quad \varphi(t) = \left[\beta_1 - \frac{\beta_1}{\beta_2 + \beta_3 \cdot t^p} \right], \quad (8)$$

де β_i ($i=1, 2, 3$) і p – безрозмірні параметри і ступінь апроксимації, σ_{-1}^* , МПа – границя втомної міцності для недеградованого матеріалу.

Ступінь апроксимації p визначає характер падіння межі втоми. Для металів і сплавів в початкові моменти часу падіння характеристик не спостерігається, а при досягненні критичного значення часу деградація проявляється більш інтенсивно. Відповідну апроксимацію можна отримати при збільшенні порядку p . Зі збільшенням порядку апроксимації p спостерігаються суттєвий розкид у значеннях величин β_i , що може негативно відбиватися на чисельних процедурах при використанні виразу (8) для вирішення практичних задач. Слід зазначити необхідність врахування розкиду у значеннях межі втоми. Очевидно, що в процесі старіння матеріалу дана невизначеність зберігається та навіть збільшується. Тому вважається, що межа втоми являє собою добуток нормованої до одиниці функції часу $\varphi(t)$ і межі втоми σ_{-1}^* в початковий момент. Функція $\varphi(t)$ апроксимує процес деградації, а значення межі втоми в початковий момент часу є випадковою величиною, що підкорюється логарифмічно-нормальному закону розподілу густини ймовірності

$$f_1(\sigma_{-1}^*) = \frac{1}{\sigma_{-1}^* s \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{[\ln(\sigma_{-1}^*) - \mu]^2}{2s^2}\right), \quad (9)$$

де s і μ – параметри розподілу.

Відповідно до центральної граничної теореми, густина розподілу ймовірності пошкоджуваності функції $D(t)$ записується у вигляді

$$f_D(D, t) = \frac{(m+1)(1-D)^m}{\sqrt{2\pi \text{Var}[U(t)]}} \exp\left(-\frac{(1 - (1-D)^m - \langle U(t) \rangle)^2}{2\text{Var}[U(t)]}\right). \quad (10)$$

Математичне сподівання ($\langle D(t) \rangle$) і дисперсію пошкоджуваності ($\text{Var}[D(t)]$) визначимо з співвідношень

$$\langle D(t) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} D \cdot f_D(D, t) dD, \quad \text{Var}[D(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} [D - \langle D(t) \rangle]^2 f_D(D, t) dD, \quad (11)$$

а довірчий інтервал із співвідношень:

$$\frac{1-\alpha}{2} = \int_{-\infty}^{S_t(t)} f_D(D, t) dD, \quad \frac{1+\alpha}{2} = \int_{S_r(t)}^{\infty} f_D(D, t) dD. \quad (12)$$

Імовірнісні характеристики ресурсу визначаються за виразами:

$$P(t) = \Pr[D(t) \in [0; 1]] = \int_0^1 f_D(D, t) dD; \quad q(t) = -\frac{d}{dt} P(t); \quad (13)$$

$$\langle T_r \rangle = \int_0^{\infty} tq(t)dt ; \quad \text{Var}[T_r] = \int_0^{\infty} (t - \langle T_r \rangle)^2 q(t)dt . \quad (14)$$

Спираючись на наведені теоретичні викладки, виконані чисельні розрахунки математичного сподівання та довірчого інтервалу пошкоджуваності для болтових з'єднань робочих коліс. У якості вихідних даних використані результати розрахунків НДС.

На рис. 11 наведено графік залежності математичного сподівання та довірчого інтервалу функції пошкоджуваності в залежності від часу для двох випадків затягання болта: $\Delta = 0,5$ мм та $\Delta = 0,1$ мм.

Також обчислено ймовірність безвідмовної роботи болтового з'єднання, густина ймовірності ресурсу (рис. 12) та залежність ресурсу від величини затяжки болта (рис. 13). Як видно з рис. 13, отриманий ресурс за розробленою моделлю знаходиться нижче, ніж обрахований за класичною методикою, що відповідає впливу деградаційних процесів у матеріалі.

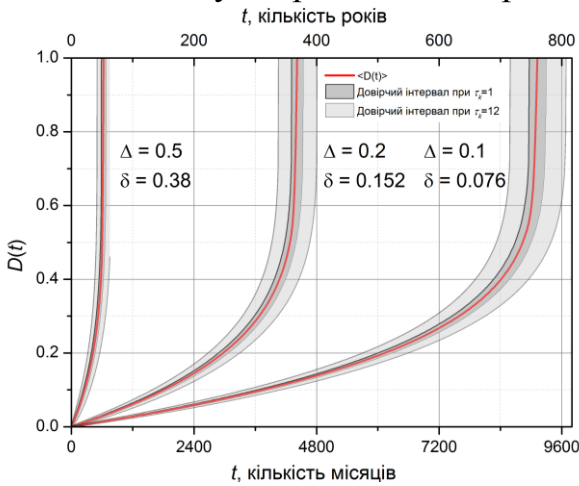


Рисунок 10 – Графік функції пошкоджуваності та її довірчого інтервалу без урахування деградації матеріалу

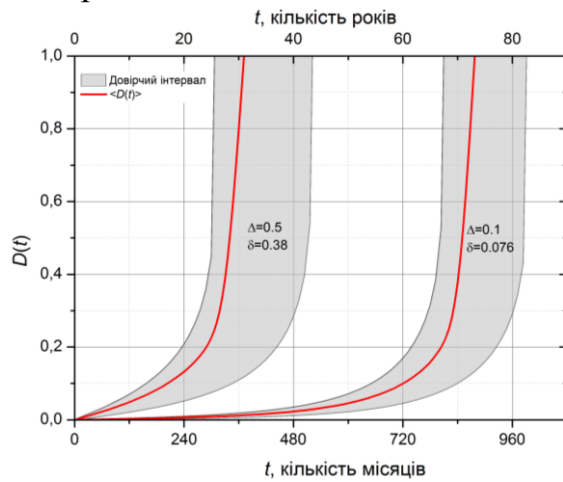


Рисунок 11 – Графік функції пошкоджуваності та її довірчого інтервалу з урахуванням деградації матеріалу

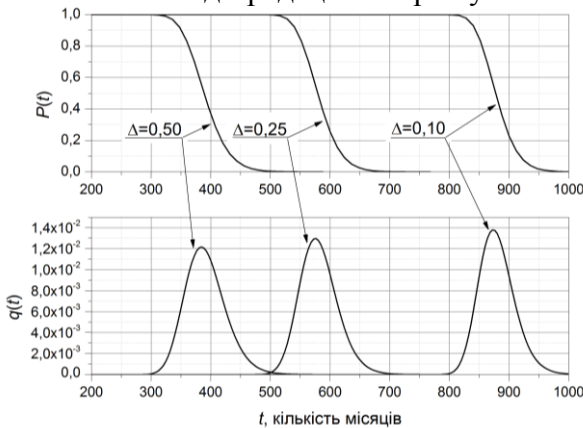


Рисунок 12 – Графік ймовірності безвідмовної роботи та густини ймовірності ресурсу болта в залежності від часу

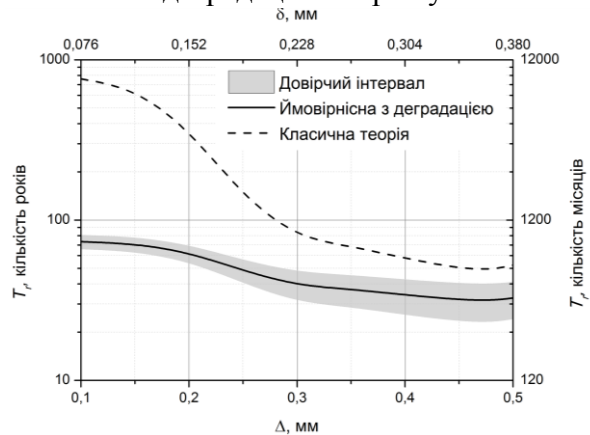


Рисунок 13 – Графік ресурсу та його довірчого інтервалу в залежності від часу

Таким чином ресурс болтового з'єднання при номінальній затяжці ($\delta=0,38$ мм) складає 31 рік з довірчим інтервалом від 25 до 40 років. Зменшення

затягання цього з'єднання до $\delta=0,228$ мм дозволить збільшити середній ресурс до 40 років при довірчому інтервалі від 32 до 50 років та забезпечити необхідне зусилля на нерозкриття стику.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено науково-практичне завдання з прогнозування надійності болтових з'єднань робочих коліс гідротурбіни. Проведено ряд чисельних та експериментальних досліджень, що спрямовані на уточнення існуючих методів визначення НДС та параметрів надійності конструкції.

В роботі одержані наступні результати:

1. Проведено аналіз існуючих підходів до визначення НДС та ресурсу болтових з'єднань гідротурбін з урахуванням особливостей експлуатації та технології монтажу. Результати аналізу показали необхідність удосконалення ймовірнісних моделей прогнозування ресурсу та методик визначення НДС болтових з'єднань.

2. Проведено розрахунково-експериментальні дослідження пульсацій потоку рідини та вібраційного стану модельної гідротурбіни. Визначено, що пульсації рідини не мають суттєвого впливу на вібраційний стан гідротурбіни. Отримані чисельні значення параметрів демпфування ротора і лопатей. Виконано проектування та складання програмно-апаратного комплексу для експериментального вимірювання віброприскорень УЛЬТРА-В-І, проведено його калібрування та ряд тестових вимірів вібрації. Розроблений комплекс пройшов Державну метрологічну атестацію (нерівномірність частотної характеристики не перевищує 5%, нелінійність за амплітудою 1%) і використовувався при проведенні експериментальних досліджень параметрів вібрації модельної гідротурбіни.

3. Розроблено методику та детальні параметричні тривимірні СЕ моделі для визначення НДС болтових з'єднань робочих коліс поворотно-лопатевих гідротурбін, що на відміну від існуючих враховує суперпозицію експлуатаційних і монтажних факторів. Аналіз НДС виконано на основі СЕ моделей, що враховують контакту взаємодію між болтом та з'єднуваними деталями. Встановлено, що зонами найбільших напружень є галтель під головкою болта та перший виток різьби.

4. Адекватність побудованих СЕ моделей болтового з'єднання підтверджено у ході лабораторних експериментальних досліджень, за результатами яких похибка по визначенню деформацій в тілі болта складає від 3% до 8% по різним напрямкам вимірювання. В місцях концентрації – (5-15)%. Перевірка адекватності СЕ моделей ротора гідротурбіни виконана за допомогою розробленого комплексу УЛЬТРА-В-І, а розбіжність між теоретичними та експериме-

нтальними значеннями частот власних коливань ротора модельної гідротурбіни не перевищує 3,5 %, лопаті – 5 %.

5. Запропонована узагальнена ймовірнісна математична модель накопичення втомної пошкоджуваності для оцінки ресурсу болтових з'єднань, що враховує випадковий характер частоти запусків/зупинок гідроагрегату та деградацію матеріалу.

6. Проведено дослідження закономірності впливу попереднього затягання на ресурс болтового з'єднання. Отримані результати для болтового з'єднання робочого колеса гідротурбіни ПЛ 40-В-700, встановленої на ДніпроГЕС-ІІ, показали, що математичне сподівання ресурсу болтового з'єднання з урахуванням випадкового характеру виникнення перехідних процесів, а також деградації матеріалу, становить 31 рік при довірчому інтервалі від 25 до 40 років. Рекомендується проводити заміну болтових з'єднань через 25 років експлуатації гідроагрегату.

7. Результати роботи впроваджено в практику проектування гідротурбін ВАТ «Турбоатом» (м. Харків). Розроблений вимірювальний комплекс використаний при дослідженні вібраційного стану елементів конструкції Кураховської ТЕС, що підтверджується актами впровадження.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Водка А. А. Компьютерная система для анализа напряженно-деформированного состояния болтовых соединений гидротурбины / А. А. Водка, А. С. Степченко, А. И. Трубаев // Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – Харків: НАКУ ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». – 2011. – №50. – С. 34–38.

Здобувачем розроблені алгоритми та програмне забезпечення для аналізу напружено-деформованого стану болтових з'єднань гідротурбін. Проведені тестові розрахунки.

2. Водка А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины / А. А. Водка, А. И. Трубаев, А. С. Степченко // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №52. – С. 34–41.

Здобувачем розроблені скінчено-елементні моделі та розроблено програмне забезпечення для визначення параметрів напруженого стану на галтелі болта.

3. Водка А. А. Оценка ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин на переходных режимах / А. А. Водка, А. С. Степченко, А. И. Трубаев // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: Вінницький національний аграрний університет. – 2012. – № 3(67). – С. 66–72.

Здобувачем побудовано скінчено-елементну модель, а також розроблена математична модель визначення ресурсу, що враховує експлуатаційні фактори.

4. Водка А. А. Виброизмерительный комплекс на основе многоосевого микроэлектромеханического сенсора / А. А. Водка, А. И. Трубаев, Ю. Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ: СНУ ім. Володимира Даля. – 2012. – Ч. 1, № 9 (180). – С. 140–147.

Здобувачем розроблено програмне забезпечення для обробки сигналу первинного віброперетворювача та проведено тестові виміри вібрації.

5. Водка А. А. Прогнозирование ресурса конструкций при многоцикловой усталости с учетом деградации свойств материала / А. А. Ларин, А. А. Водка // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – №67. – С. 67–77.

Здобувачем розроблена методологія проведення обчислень, а також створено відповідне програмне забезпечення. За розробленими моделями проведено розрахунки.

6. Водка А. А. К вопросу о прочности и надежности болтовых соединений гидротурбин / А. А. Водка // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – №1. – С. 41–50.

7. Водка А. А. Исследование напряженного состояния и ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин на переходных режимах / А. А. Водка, А. С. Степченко, А. И. Трубаев // Теоретическая и прикладная механика. – Минск: БНТУ. – 2013. – №28. – С. 178-183.

Здобувачем проаналізовано перехідні режими роботи в гідротурбінах, розроблено скінчено-елементні моделі та визначений напружений стан, дана оцінка ресурсу болтових з'єднань на перехідних режимах.

8. Водка А. А. Методика прогнозирования ресурса болтовых соединений рабочих колес гидротурбин / А. А. Водка, А. И. Трубаев // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – №13(987). – С. 140–148.

Здобувачем розроблено скінчено-елементні моделі та математичні моделі оцінки ресурсу. За розробленими моделями проведено розрахунки.

9. Водка О. О. Розрахунково-експериментальне дослідження вібраційного стану та параметрів пульсації рідини моделі поворотно-лопатевої гідротурбіни / А. В. Рябов, О. Ю. Катасонов, А. В. Бондаренко, О. І. Трубаєв, О. О. Водка, Ю. М. Ульянов // Гідроенергетика України. – Київ: ТОВ «КВІЦ». – 2013. – №3-4. – С. 12-17.

Здобувачем виконана обробка експериментальних даних та побудовані скінчено-елементні моделі ротора модельної гідротурбіни. Проведено зіставлення експериментальних та розрахункових результатів.

10. Водка А. А. Совместные пульсационные и вибрационные испытания модельной гидротурбины ПЛ-20 / А. В. Рябов, А. Е. Катасонов, А. В. Бондаренко, А. И. Трубаев, А. А. Водка, Ю. Н. Ульянов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014.– №1(1044). – С. 170–174.

Здобувачем виконана обробка експериментальних даних.

11. Vodka O. O. The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation / O.O. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka // PNRPU Mechanics Bulletin. – Perm: Perm National Research Polytechnic University. – 2014.– №1. – С. 164–190.

Здобувачем розроблені SE моделі та проведено розрахунки НДС. Розроблено програмне забезпечення, проведені розрахунки ресурсу та параметрів надійності болтового з'єднання.

12. Пат. 78658 Україна, МПК (2013.01) G01H 17/00. Спосіб визначення технічного стану відцентрових насосів за вібраційними параметрами / Ларін О. М., Чигрин В. В., Водка О. О.; заявник та патентовласник Національний університет цивільного захисту України. – №u201211397; заявл. 02.10.2012; опубл. 25.03.2013, Бюл. №6.

Здобувачем запропоновано методологію проведення експерименту та обробки експериментальних даних.

13. Водка А. А. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния болтового соединения рабочего колеса гидротурбины / А. И. Трубаев, А. С. Степченко, А. А. Водка // Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні: 4-та Міжнародна технічна конференція 31 травня – 02 червня 2011 р.: тези допов. – Київ: ІПМ ім. Г. С. Писаренка, 2011. – С. 245-246.

Здобувачем розроблено спеціальне оснащення для проведення натурального експерименту. Обґрунтовано застосування розробленої моделі.

14. Водка А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины в условиях лабораторного эксперимента / А. И. Трубаев, А. С. Степченко, А. А. Водка // Надійність і довговічність машин і споруд. – Київ: ІПМ ім. Г.С. Писаренка. – 2011. – №34. – С. 155–162.

Здобувачем виконано обробку експериментальних даних та їх порівняння з теоретичними результатами.

15. Водка А. А. Методика эксперимента по определению напряженного состояния болтового соединения рабочего колеса гидротурбины / А. А. Водка, А. С. Степченко, А. И. Трубаев // XIX Міжднар. наук.-практ. конф. 1-3 червня. 2011р.: тези допов. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – С. 45–46.

Здобувачем запропоновано методологію проведення експерименту та модель експериментального оснащення.

16. Водка А. А. Методика определения напряженного состояния болтового соединения рабочего колеса гидротурбины / А. А. Водка, А. С. Степченко, А. И. Трубаев // XX Міжднар. наук.-практ. конф. 15-17 травня. 2012р.: тези допов. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – С. 48.

Здобувачем побудовані різні типи СЕ моделей та проведені розрахунки напруженого стану болтового з'єднання.

17. Водка О. О. Вплив перехідних процесів на ресурс болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін / О. Водка, О. Степченко, О. Трубаєв // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: 3-я Міжнародна науково-технічна конференція 7-9 листопада 2012 р.: тези допов. – Львів: КІНПАТРИЛТД, 2012. – С. 110.

Здобувачем отримані параметри перехідного процесу, визначено відгук системи на такі навантаження.

18. Vodka O. A probability approach to the prediction of the high-cycle fatigue lifetime considering aging degradation of the material / O. Larin, O. Vodka // Proceedings of the Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013» June 19-22, 2013, Sevastopol. – Kharkiv: Publ «Tochka», 2013. – P. 393-399.

Здобувачем розроблені алгоритми та програмне забезпечення для проведення розрахунків за створеною моделлю. Проведено їх тестування.

19. Водка А. А. Исследование влияния монтажных и эксплуатационных факторов на ресурс болтовых соединений рабочих колес гидротурбин / А. И. Трубаев, А. А. Водка // Міцність матеріалів та елементів конструкції: Міжнародна науково-технічна конференція «Втома та термовтома матеріалів та елементів конструкції» 28-31 травня 2013 г.: тези допов. – Київ: ІПМ ім. Г. С. Писаренка, 2013. – С. 308-310.

Здобувачем проведені розрахунки за СЕ моделями, виявлені залежності між попередньою затяжкою болта та напруженнями, що виникають на різних режимах роботи гідроагрегату.

20. Водка А. А. Надежность болтовых соединений рабочих колес гидротурбин с учетом деградации материала / А. А. Водка, А. А. Ларин, А. И. Трубаев // Міжнародна школа-конференція «Тараповські читання-2013» 29 вересня – 04 жовтня 2013г.: тези допов. – Харків: Цифрова друкарня №1, 2013. – С. 32-33.

Здобувачем проведені розрахунки та отримані числові значення параметрів надійності болтових з'єднань з урахуванням деградації матеріалу.

АНОТАЦІЇ

Водка О.О. Розробка методів оцінки ресурсу болтових з'єднань робочих коліс поворотно-лопатевих гідротурбін. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Міністерство освіти і науки України, Харків, 2014.

Дисертацію присвячено вирішенню актуального науково-практичного завдання з прогнозування надійності болтових з'єднань робочих коліс гідротурбіни. У роботі проведено ряд чисельних та експериментальних досліджень, що спрямовані на уточнення існуючих методів визначення НДС та параметрів надійності конструкції. Коректність побудованих моделей підтверджено у ході експериментальних досліджень.

Побудовано ймовірнісну математичну модель накопичення втомної пошкоджуваності для оцінки ресурсу та параметрів надійності болтових з'єднань, що враховує випадковий характер частоти запусків/зупинок гідроагрегату та деградацію матеріалу.

Проведено дослідження закономірності впливу попереднього затягання болтів на ресурс болтового з'єднання. Надані рекомендації щодо забезпечення безаварійної роботи болтових з'єднань.

Ключові слова: напружено-деформований стан, втомна пошкоджуваність, гідротурбіна, болтове з'єднання, надійність, ресурс.

Водка А.А. Разработка методов оценки ресурса болтовых соединений рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2014.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-практической задачи по прогнозированию надежности болтовых соединений рабочих колес гидротурбины. В работе проведен ряд численных и экспериментальных исследований, направленных на уточнение существующих методов определения напряженно-деформированного состояния (НДС) и параметров надежности конструкции. Для исследования НДС использовался метод конечных элементов, в рамках которого были построены подробные параметрические модели болтового соединения. Корректность построенных моделей подтверждена в ходе экспериментальных исследований.

В диссертационной работе построена вероятностная математическая модель накопления усталостной повреждаемости для оценки ресурса и параметров надежности болтовых соединений, учитывающая случайный характер частоты запусков/остановок гидроагрегата и деградации материала.

Использование вероятностных моделей позволяет определить доверительный интервал ресурса и другие его вероятностные характеристики.

Проведено исследование влияния предварительной затяжки болтов на ресурс болтового соединения. Даны рекомендации по обеспечению безаварийной работы болтовых соединений.

Выполнено проектирование программно-аппаратного комплекса для измерения виброускорений УЛЬТРА-В-I, проведена его калибровка и ряд тестовых измерений вибрации. Разработанный комплекс прошел Государственную метрологическую аттестацию и был использован при проведении экспериментальных исследований параметров вибрации модельной гидротурбины. С помощью измерительного комплекса и разработанных конечно-элементных моделей выполнены расчетно-экспериментальные исследования вибрационного состояния модельной гидротурбины. Определены численные значения параметров демпфирования ротора и лопастей.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, усталостная повреждаемость, гидротурбина, болтовое соединение, надежность, ресурс.

Vodka O.O. Development of methods for assessing life-time of bolted connection of Kaplans turbine runner. – With manuscript rights.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.02.09 – Dynamics and strength of machines. – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Ministry of education and science Ukraine, Kharkov, 2014.

Thesis deals with actual scientific and practical problem of prediction reliability hydro turbine runner bolted connection. In thesis a number of numerical and experimental studies for determining the stress-strain state and reliability parameters of the structure are performed. Correctness of the constructed models validated in experimental studies taking into account the random nature of the frequency of starts/stops the hydraulic unit and material degradation. The study of pre-tightening influence to bolts on life-time is performed. Recommendations to ensure trouble-free operation of bolted joints are given.

Keywords: the stress-strain state, fatigue damage, hydro turbine, bolted connection, reliability, life-time.



Підписано до друку 16.04.2014р.
Формат 60 x 84 1/16. Папір офсетний.
Друк на різнографі. Умовн. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Зам. № 24

Надруковано у копії-центрі «МОДЕЛІСТ»
(ФО-П Миронов М.В., Свідоцтво ВО4№022953)
м. Харків, вул. Червонопрапорна, 3 літер Б-1
Тел. 7-170-354
www.modelist.in.ua