

**Ю. М. КУХТЕНКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО**

## ОГЛЯД ПРОБЛЕМИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

Оцінка міцності, надійності та ресурсу гідротурбін – актуальне завдання на всіх стадіях життєвого циклу обладнання, котре охоплює цілий комплекс теоретичних, розрахункових та експериментальних робіт. Один із важливих етапів цього комплексу – розрахункове обґрунтування ресурсних характеристик гідротурбін, які визначаються переважно напружено деформованим станом ресурсовизначальних елементів, насамперед – робочого колеса. У роботі наводиться аналіз моделей та методів дослідження статичного та динамічного напружено-деформованого стану робочих коліс гідротурбін. Рівень статичних та динамічних напружень суттєво залежить від режимів роботи гідротурбін, їх конструкції та індивідуальних якостей, які характеризуються умовами монтажу і експлуатації. При тривалій експлуатації основною причиною вичерпання ресурсу робочих коліс є накопичення втомних ушкоджень, що призводить до порушення цілісності конструкції. Для оцінки втомної міцності конструкцій гідравлічних турбін необхідно встановити історію навантажень і розробити ґрунтовні методи розрахунку на основі механіки руйнування. Здійснений аналіз показав, що натепер питання дослідження втомної міцності робочих коліс радіально-осьових гідротурбін не має завершеного вирішення. Ідеальний валідований чисельний підхід дозволяє провести подальше дослідження шкідливих явищ потоку за допомогою зовнішніх датчиків на машинному блоці. Подальші заводські вимірювання на вибраних агрегатах гідротурбін є надзвичайно важливими. Комбінований підхід до розрахунків і вимірювань, коли одночасно досліджуються всі явища течії, дозволить досягти необхідної втомної міцності робочих коліс гідротурбін. Стаття є частиною серії з кількох публікацій на тему аналізу втомної міцності прототипів турбін Френсіса в процедурі багаторівневої оцінки терміну експлуатації. Здійснений аналіз проблемних аспектів дав можливість відзначити, що потрібні нові підходи, моделі та методи і засоби дослідження втомної міцності робочих коліс, що створюють основу для обґрунтування прогресивних технічних рішень для радіально-осьових гідротурбін.

**Ключові слова:** гідротурбіна, радіально-осьові робочі колеса, лопать, тріщини, втомна міцність, надійність, ресурс, пульсації тиску, вібрація гідроагрегату, кавітація.

*Yu. KUKHTENKOV, S. NAZARENKO*

## REVIEW OF THE PROBLEM OF FATIGUE STRENGTH OF RADIAL-AXIAL HYDRAULIC TURBINE WHEELS

Assessment of the strength, reliability and service life of hydraulic turbines is a topical task at all stages of the equipment life cycle, covering a whole range of theoretical, computational and experimental works. One of the important stages of this complex is the calculation justification of the service life characteristics of hydraulic turbines, which are determined mainly by the stress-strain state of the service life-determining elements, primarily the runner. The paper presents an analysis of models and methods for studying the static and dynamic stress-strain state of runners of hydraulic turbines. The level of static and dynamic stresses significantly depends on the operating mode of hydraulic turbines, their design and individual qualities, which are characterized by the conditions of installation and operation. During long-term operation, the main reason for the exhaustion of the resource of impellers is the accumulation of fatigue damage, which leads to a violation of the integrity of the structure. To assess the fatigue strength of hydraulic turbine structures, it is necessary to establish the history of loads and develop thorough calculation methods based on fracture mechanics. The analysis carried out showed that at present the issue of studying the fatigue strength of impellers of radial-axial hydroturbines does not have a complete solution. The ideal validated numerical approach allows for further study of harmful flow phenomena using external sensors on the machine block. Subsequent factory measurements on selected units of hydraulic turbines are extremely important. A combined approach to calculations and measurements, when all flow phenomena are simultaneously investigated, will lead to achieving the required fatigue strength of hydroturbine impellers. The article is part of a series of several publications on the topic of fatigue strength analysis of Francis turbine prototypes in the procedure of multi-level service life assessment. The carried out analysis of problematic aspects made it possible to note that new approaches, models and methods and means for studying the fatigue strength of runners are needed, which create a basis for substantiating progressive technical solutions for radial-axial hydraulic turbines.

**Keywords:** hydro turbine, radial-axial impellers, blade, cracks, fatigue strength, reliability, resource, pressure pulsations, vibration of hydraulic unit, cavitation.

**Вступ.** Відновлювана (регенеративна, «зелена») енергія займає все більшу частку енергетичних потужностей. Гідроенергетика знаходиться в унікальному становищі, оскільки вона одночасно є відновлюваним і дуже доступним джерелом енергії [1–5].

Енергетичний перехід призвів до зміни способу роботи гідравлічних турбін (ГТ). Нарощування енергетичних потужностей та розширення вимог щодо забезпечення надійної експлуатації ГТ в широкому діапазоні режимів з можливістю багаторазового та швидкого переходу з однієї експлуатаційної точки до іншої останнім часом призводять до значної зміни режимних параметрів експлуатації (щодо проектних) ГТ за рахунок суттєвого збільшення: кількості пусків/зупинок; кількості глибоких розвантажень (до 0–15 % від номінальної потужності); часу роботи на

неоптимальних за ККД режимах, включаючи форсовані за потужністю режими (HL-high load) та роботу на часткових навантаженнях (PL-part load), особливо малих (LPL-low part load); частоти та тривалості експлуатації на холостому ходу (SNL-speed-no-load) та в режимі синхронного компенсатора з відтисканням води з проточної частини. Як зазначають багато авторів [1–15], це викликає появу вібраційних проблем, виникнення додаткових динамічних навантажень, збільшення пошкоджуваності і, зрештою, скорочення терміну служби ГТ. Турбіни Френсіса особливо вразливі до експлуатації у нерозрахункових режимах, оскільки їх робочі лопаті неможливо відрегулювати відповідно до змінення потоку (рис. 1). Як показує накопичений за багато років досвід експлуатації та ремонтів ГТ і відповідно до сучасних теорій, що найбільший вплив

© Ю. М. Кухтенков, С. О. Назаренко, 2024

на зниження надійності та ресурсних характеристик, у тому числі появу тріщин у елементах ГТ, надають динамічні напруги. Їх рівень істотно залежить від режиму роботи ГТ, його конструкції та індивідуальних особливостей, що визначаються умовами монтажу та проведених ремонтів [1; 6–15].



Рис. 1. Приклади типових пошкоджень та дефектів елементів гідротурбін:  
а – тріщина на лопаті [2]; б – тріщина на лопаті [3]

**Втомні пошкодження гідротурбін.** При тривалій експлуатації основною причиною вичерпання ресурсу ГТ є накопичення втомних ушкоджень, що призводить до порушення цілісності конструкції (поява та розвиток тріщин у робочих колесах (РК), водоводах, валах, колонах статора, обрив відповідальних кріпильних елементів) або суттєве зниження її несучої здатності.

Втомна природа руйнувань неодноразово була підтверджена відповідними металографічними дослідженнями зон руйнувань [1–3].

Прискоренню процесу зародження та зростання тріщин сприяють конструктивні та технологічні концентратори (галтелі, залишкові напруги, зони термічного впливу), неоднорідність та дефектність матеріалу, пов'язана з технологією виготовлення (лиття, зварювання) та резонансні явища. Втомні пошкодження елементів ГТ, як відзначають багато авторів [1–15], викликаються сукупністю низькочастотного (low cycle fatigue loads-LCF) і високочастотного (high cycle fatigue loads-HCF) навантаження, що характерно для сучасних умов експлуатації гідротурбін.

Низькочастотні навантаження (з частотою нижче або рівною оборотною) переважно діють на так званих нерозрахункових режимах роботи (off-design operating conditions) і небезпечні значними амплітудами динамічних напруг, що виникають у вузлах і деталях ГТ.

До нерозрахункових традиційно відносять режими пуску/зупинки, скидання навантаження, низької часткової потужності, холостого ходу, коли виникають паразитні вихрові структури, гідроудари, зони нестабільності потоку внаслідок суттєвих неоптимальних умов обтікання лопатей та руху води проточним трактом турбіни. Високочастотними прийнято називати навантаження, частота дії яких у кілька разів перевищує оборотну. Амплітуда високочастотної змінної напруги може бути невелика (зазвичай менше 10 МПа), але кількість циклів навантаження за весь період експлуатації становить близько  $10^9$ – $10^{12}$ , що і призводить в кінцевому підсумку до утворення дефектів.

Щоб вирішити цю проблему, Технічний комітет 4 (ТС4) – «Гідрравлічні турбіни» Міжнародної електротехнічної комісії (IEC) створив нову робочу групу з метою створення стандарту на втомну міцність у ГТ. Цей новий стандарт під назвою IEC 63230 «Fatigue assessment of hydraulic turbine runners: from design to quality assurance» [4] надає стандартизовану структуру для промисловості та розглядає різні аспекти, необхідні для оцінки втомної міцності РК гідрравлічних турбін, чи то в контексті нової конструкції РК, чи то в контексті оцінки залишкового ресурсу РК: визначення історії навантажень на основі подій, які необхідно враховувати при оцінці та визначенні напруг, пов'язаних із втомною міцністю. Детальні методи оцінки втомної міцності на основі кривих S-N та/або механіки руйнування. У цій статті представлено довідкову інформацію про втомну міцність, контекст, який призвів до створення стандарту, а також основні аспекти, охоплені цим новим стандартом, який планується опублікувати в 2025 році.

Втомна міцність визначається ASTM E1823 [5] як «process of progressive localized permanent structural change occurring in a material subjected to conditions that produce fluctuating stresses and strains at some point or points and that may culminate in cracks or complete fracture after a sufficient number of fluctuations». Важливим аспектом оцінки втомної міцності є те, що такі флуктуаційні напруги та деформації можуть спричинити пошкодження, навіть якщо вони знаходяться в пружній області та значно нижче межі текучості.

**Етапи оцінки ресурсу ГТ.** У випадку ГТ флуктуаційні напруги є результатом гідрравлічних явищ, які продукують коливання тиску в водяному каналі, що, у свою чергу, створює коливання напруги в робочому колесі. Вивчаючи літературу, можна узагальнити висновок, що дослідницькі проекти оцінки втомної міцності зосереджувалися або на модельних вимірюваннях з візуальною доступністю, або, рідше, на вимірюваннях прототипів на існуючих електростанціях [1–15]. Сьогодні вимірювання прототипу виконуються, якщо це можливо, щоб усунути ефект масштабування.

Крім того, збільшення обчислювальної потужності дозволяє проводити моделювання прототипу протягом розумного часу. Це складне завдання потребує кількох кроків, починаючи від вимірювань через моделювання та закінчуючи обробкою даних. Особлива проблема виникає, коли методи оцінки втомної міцності застосовуються до старих машин [5].

На рис. 2 показано різні шляхи для різноманітних підходів чисельного моделювання від розрахунків перехідних процесів CFD, взаємодії рідини та структури та розрахунків механічних напружень до аналізу терміну експлуатації. Верхня зелена область представляє рівень чисельного моделювання, а червона область у нижній половині рисунка представляє експериментальну частину процесу взаємодії між симуляцією та вимірюваннями. Один з

основних етапів оцінки ресурсу ГТ – визначення зовнішніх навантажень на його елементи та відповідних їм внутрішніх напруг.

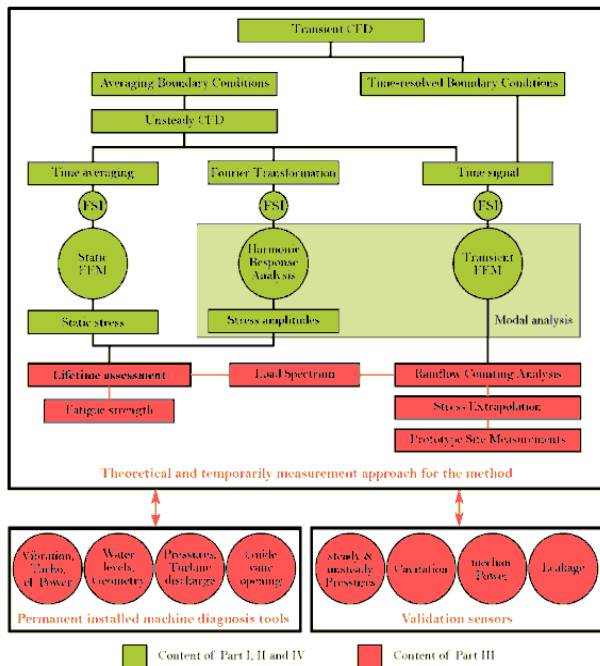


Рис. 2. Аналіз втомної міцності прототипу турбіни Френсіса в багаторівневій процедурі оцінки терміну служби [6]

Будь-які невизначеності у вхідних параметрах обговорюються за допомогою аналізу чутливості. Супровідні вимірювання прототипу підтвердили весь підхід до моделювання.

**CFD-аналіз.** Більшість дослідників для вирішення задач гідродинаміки використовують процедуру CFD-аналізу, реалізовану в сучасних багатофункціональних пакетах програм або спеціалізованих модулях, адаптованих для вирішення конкретних завдань: Ansys Fluent, Ansys CFX, SigmaFlow, OpenFOAM, Numeca FINE/Turbo та ін., які вже стали доступними для моделювання процесів стаціонарної та нестационарної гідродинаміки у складних просторових конструкціях, а також обліку турбулентності, неоднорідності, нерівномірності та двофазності потоку обтікаючої рідини.

На рис. 3 відтворено послідовність підготовки даних для здійснення процедур розрахунку задач гідродинаміки за сприянням платформи OpenFOAM (англ. абр. Open Source Field Operation And Manipulation) з відкритим кодом на мові програмування C++, котра призначена для розв'язування задач механіки суцільних середовищ методом скінченних елементів.

Платформа орієнтована на операційні системи з сімейства Unix (у т.ч. Linux), розробляється з 2004 року паралельно компаніями OpenFOAM Foundation Limited та OpenCFD Limited [7].

Спроби спрощення розрахункових моделей за рахунок використання симетрії та різних гіпотез призводять до не завжди задовільної точності результатів, а в ряді випадків – навіть до якісних розбіжностей з результатами експерименту.

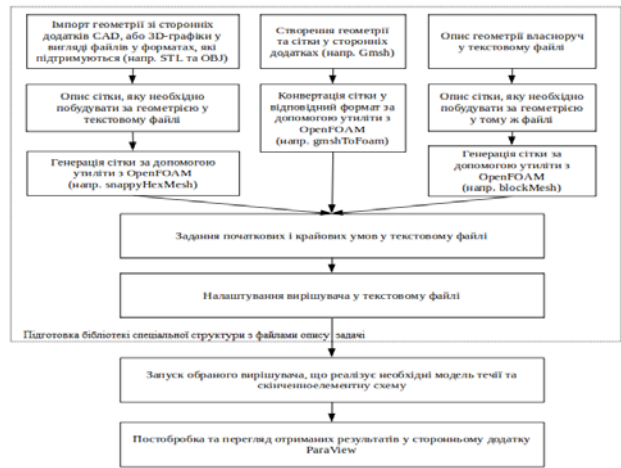


Рис. 3. Загальна схема процесу проведення обчислень OpenFOAM [7]

Інший істотний недолік розрахункових методів – їхня висока чутливість до вибору CFD-коду, якості та розмірності розрахункових сіток, моделі турбулентності, граничних умов, кроку за часом, припущень, що спрощують задачу, та інших налаштувань [6; 7]. У сукупності з високою вартістю уточнених розрахунків на «повних» моделях це досі не дозволяє повністю замінити чисельним натурний або модельний експеримент.

**Розрахунок міцності гідравлічних турбін.**

Одним із важливих кроків оцінки ресурсу є визначення напружено деформованого стану (НДС) елементів ГТ. В даний час основний інтерес привертають такі проблеми [6–11]: динамічні напруги в лопатях РК у всьому спектрі експлуатаційних режимів, особливо "off-design operating conditions"; розрахунок НДС з урахуванням впливу дефектів (тріщин) та залишкових зварювальних напруг; взаємодія рідини та структурних елементів (FSI – fluid structural interaction); форми та частоти власних коливань вузлів ГТ з урахуванням впливу приєднаних мас рідини, демпфуючих властивостей середовища, вузьких зазорів, умов сполучення та закріплення, швидкості обертання ГТ тощо; можливість виникнення та відбудова від резонансу; верифікація результатів і похибка чисельного розрахунку.

Спільне застосування програм розрахунку гідродинаміки та міцності РК є складним завданням через відмінності у формуванні розрахункових областей та підходів до дискретизації рівнянь. Огляд взаємодії рідини–турбіна Френсіса надано в [10].

Гідродинамічні пакети зазвичай використовують скінчено-об'ємний підхід, тоді як міцносні – кінцево-елементний (KE). У роботах [6–11] представлено налаштування моделювання обчислювальної області, вибрані граничні умови, використані математичні моделі механіки рідини (моделі турбулентності) і турбіни.

Для пов'язаного моделювання FSI застосовується поетапна ітераційна процедура (рис. 4). При двосторонній взаємодії в гідродинамічному аналізі необхідно врахувати деформацію конструктивних елементів і повторити розрахунок параметрів руху

середовища для нової геометрії. При цьому виконуються ітерації між різними дисциплінарними аналізами доти, доки не буде досягнуто необхідного рівня збіжності [11].

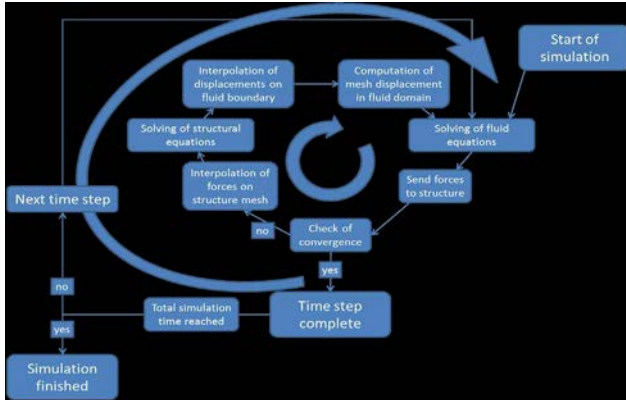


Рис. 4. Схема моделювання взаємодії рідини та конструкції [11]

Основні етапи метода кінцевих елементів (МКЕ) широко висвітлені у літературі. Зупинимося лише на побудові кінцеелементних моделей розрахунку характеристик міцності коліс ГТ, а саме, способу дискретизації та селекції використуваних типів КЕ.

Розглянемо логіку розрахункових моделей міцності лопатей коліс ГТ в історичній послідовності. Модель "еквівалентного" стержня використовувалася у 70-ті роки 20 століття. Наприклад, розрахункова балка вирізувалася з лопаті торцевими площинами, що призводило до завищення значень максимальної напруги в 2–3 рази. Така модель могла дати лише наближену оцінку напруг з урахуванням експериментальних поправних коефіцієнтів.

Плоскі кінцеелементні моделі (кінець 70-х, початок 80-х) могли бути відносно задовільними тільки для лопатей з прямолінійною утворювальною та прямокутною напрямною, коли напружений стан поблизу мембранного, тому широкого розповсюдження не набули. Модель лопаті, побудована на основі товстооболонкових ізопараметричних КЕ Ахмада-Зенкевича, досить широко у 80-х роках використовувалася у розрахунковій практиці. Завдяки використанню теорії оболонок з кінцевою зсувною жорсткістю вдалося досить точно описати просторові геометрію та характеристики НДС лопаті при відносно невеликому числі КЕ [16].

Висока швидкість розвитку ЕОМ та чисельної реалізації алгоритмів розрахунку вплинули на вибір у 90-ті роки однотипних, але досить універсальних тривимірних КЕ при побудові моделей ГТ із різноманітною щільністю сітки. Останнім часом простежується тенденція до підвищення точності розрахунків за рахунок використання можливостей 3D-моделювання, уточнення гідродинамічних навантажень.

Застосування сучасних розрахункових процедур на основі FEA – finite element analysis [6–11] призводить до суттєвого подорожчання розрахункових операцій як у фінансовому, так і в

часовому аспектах, що не завжди прийнятно. Наразі якісний розрахунок НДС з урахуванням усіх необхідних особливостей поведінки ГТ для достовірної оцінки ресурсу з урахуванням усіх режимів експлуатації можуть дозволити собі лише великі виробники обладнання, такі як Andritz Hydro, Voith Hydro, Alstom, у співпраці з передовими науково-дослідними інститутами, університетами та лабораторіями або солідні генеруючі компанії. Більшість проведених досліджень виконано за технічної та фінансової підтримки національних наукових фондів та науково-дослідних рад, академічних наукових програм, міністерств енергетики, промисловості та освіти, великих власників обладнання. Такий розрахунок доцільний на стадії проектування нових турбін або масштабної модернізації із заміною основних елементів ГТ з метою мінімізації обсягу модельних випробувань на стадії вибору оптимальної конструкції та можливості внесення конструктивних змін на ранніх стадіях проектування [6].

Накопичення втомних ушкоджень в елементах ГТ відбувається під дією комбінації навантажень періодичного та випадкового характеру, що діють протягом усього життєвого циклу. Основними проблемами на сьогоднішній день є [6–11]: облік дефектів, концентрації напруг, залишкових напруг у зварних з'єднаннях та зонах термічного впливу; недостатність бази даних щодо характеристик матеріалів для достовірної оцінки ресурсу; механізм підсумовування пошкоджень з огляду на значну невизначеність зовнішніх навантажень на непроєктних режимах роботи; прогнозування зростання тріщин (оцінка довговічності за наявності дефекту) за умов фактичної експлуатації.

Результати виконаних зарубіжних досліджень і ситуація, що фактично склалася з обладнанням гідроелектростанцій (ГЕС), вказують на необхідність розвитку більш досконалих розрахункових методів оцінки ресурсу ГТ за межами проектного терміну служби. Доцільно застосовувати спеціальні розрахунково-експериментальні технології [1; 6–15]. Ці технології повинні ґрунтуватися на поєднанні інженерних розрахункових моделей, що враховують індивідуальні особливості ГТ за даними штатного моніторингу та діагностики та системи обґрунтованих коефіцієнтів запасу (за втомною міцністю, довжиною тріщини тощо), що відображають з необхідним ступенем точності невизначеність завдання розрахункових навантажень, властивостей матеріалів та режимів роботи.

Високий рівень невизначеності навантажень, що фактично діють на елементи ГТ, та широкий діапазон зміни режимних факторів (потужність, тиск) пояснюють, чому досі завдання визначення НДС ресурсовизначальних елементів ГТ не вирішено до кінця [1; 6–15]. Для вирішення цього завдання повинна бути побудована розрахункова математична модель досліджуваного ресурсовизначального елемента, що включає геометрію об'єкта, умови його закріплення, зовнішні навантаження на кожному



режимі, що розглядається, і характеристики використовуваних матеріалів. Далі, застосовуючи апарат теорії пружності або пружно-пластичності, механіки твердого тіла, що деформується, механіки руйнувань, у тому числі реалізований в сучасних розрахункових комп'ютерних програмних комплексах, визначаються внутрішні напруги в елементах обладнання, виділяються їх статична і динамічна складові.

Складність полягає в тому, що навіть з урахуванням високого сучасного рівня обчислювальної техніки та великих досягнень у галузі комп'ютерного 3D-моделювання складних технічних систем визначення зовнішніх гідродинамічних навантажень на елементи ГТ пов'язане зі значними технічними труднощами та потребує великих часових та фінансових затрат [1; 6–15]. Слід зазначити також, що чисельні методи не завжди дають задовільні за достовірністю результати, що пов'язано з конструктивно-технологічними особливостями ГТ та складністю процесів, що протікають у проточній частині.

На додаток до оцінки втомної міцності, модальний аналіз РК має важливе значення. Знання власних частоти та моди є єдиним способом оцінити, наскільки РК чутливе до резонансу. Оскільки РК обертається у воді, навколишні водні маси змінюють власну частоту та власні моди частини. Необхідно враховувати проблему коливальних водних мас, жорсткості та демпфування з'єднаної системи. У моделі міцності РК можна докласти механічні сили, обумовлені рухом середовища і отримані на етапі гідродинамічного аналізу, і знайти відповідні деформації і напруги [6–11].

На рис. 5 сітка РК складається з квадратичних тетраедричних елементів із приблизно 0,6 мільйонами вузлів. Для перевірки FE-моделі РК використовуються напруги, отримані за допомогою тензOMETРИЧНИХ вимірювань [6]. З цієї причини імітаційна модель включає оцінювальні поверхні з аналогічним положенням, орієнтацією та розмірами всіх тензодатчиків, які використовуються під час вимірювань.

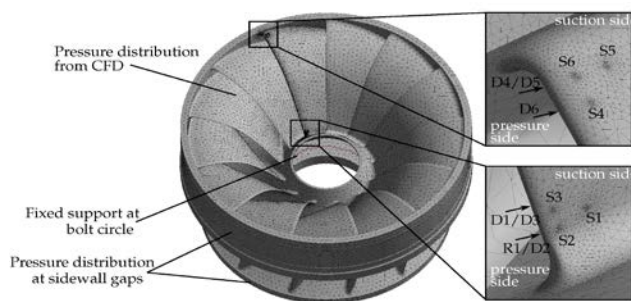


Рис. 5. Налаштування моделі та дискретизація РК [6]

Математичні процедури та методи розрахунку втомної міцності робочих коліс радіально-осьових ГТ вимагають надійної перевірки, яка може відбуватися лише на прототипах ГЕС, щоб уникнути ефекту масштабування між моделлю та прототипом. Незважаючи на великий інтерес та значні досягнення

останніх років [6–11], до кінця не вирішена проблема коректного опису динамічної поведінки ГТ на режимах часткової потужності і при перехідних процесах.

Використовуючи чисельні методи для визначення терміну служби, важливо кількісно визначити надійність використаних методів. Зрештою, визначення систематичних похибок може бути предметно-специфічним (CFD, FSI, FEA) чи ґрунтуватися на загально порівнянні розрахованого терміну служби з виміряним.

**Експериментальний підхід.** Альтернативою розрахункового способу визначення напружень, у тому числі динамічних, в елементах ГТ є експериментальний підхід – тензOMETРУВАННЯ НА НАТУРНОМУ АГРЕГАТІ АБО МАСШТАБНІЙ МОДЕЛІ [12–15]. Експериментальні методи вивчення складних просторових конструкцій, що піддаються комбінації різних навантажень, у тому числі робочих коліс ГТ, донедавна залишалися основним інструментом отримання достовірної інформації про їх напружений стан. В даний час тензOMETРУВАННЯ є важливою і вельми інформативною частиною досліджень відповідального енергетичного обладнання [12–15].

При проведенні діагностування гідротурбінного обладнання, крім тензOMETРІВ, використовуються також датчики для вимірювання пульсацій тиску, вібрацій, переміщень, зазорів, апаратура для візуалізації процесів кавітації та ін., які встановлюються як на нерухомі частини, так і на елементи ГТ, що обертаються.

Сучасні натурні випробування дозволяють отримувати достовірні відомості про технічний стан і динамічні характеристики досліджуваної ГТ в широкому діапазоні режимів роботи обладнання [12–15], відстежувати зміни та вчасно вживати необхідних заходів.

Крім того, експериментальні дані – єдине джерело інформації для верифікації результатів, отриманих розрахунковими (аналітичними, чисельними) методами. До негативних сторін експериментальних методів дослідження ГТ можна віднести обмежену інформативність одержуваних даних (тільки в місцях встановлення датчиків, що не дозволяє отримати повну картину), а також високу вартість самих випробувань та необхідність тривалого виведення обладнання з експлуатації для проведення підготовчих робіт [12–15].

Перші дослідження були проведені на лабораторних випробувальних установках, які мали проблему масштабування. Результати статті [12] поділяються на обговорення необхідного обладнання та монтажу датчиків, а також на оцінку, представлення та інтерпретацію даних вимірювань.

Крім того, проводиться оцінка міцності на втому за місцем розташування тензодатчиків. Представлені найважливіші датчики, засоби вимірювання та блоки збору даних прототипу турбіни Френсіса використовуються, з одного боку, для моніторингу машинного агрегату та роботи установки, а з іншого боку, для генерації даних вимірювань для перевірки та



щоб витримувати високі механічні навантаження під час перехідних процесів та умов роботи машини.

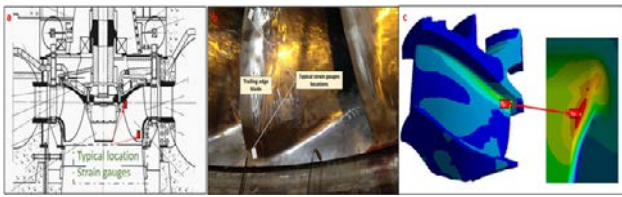


Рис. 8. Розташування тензодатчиків у гарячих точках hot spot [15]

Дослідження [15] обговорює невизначеність вимірювань тензодатчиків, коли вони встановлені в турбінах Френсіса. Частина цієї невизначеності походить від відхилень у розташуванні та орієнтації тензодатчика під час встановлення. Також тензодатчик інтегрує деформації під своєю активною сіткою, яка не є однією точкою. Ще одне джерело похибки виникає, коли тензодатчик приварюють до опорної платформи, щоб полегшити його приклеювання до поверхні вимірюваної конструкції.

**Висновки.** Здійснений у роботі аналіз основних тенденцій розвитку методів оцінки ресурсу ГТ на сучасному етапі дає підстави обґрунтувати такі висновки: 1) посилення інтересу до проблеми ресурсу у зв'язку з наростаючою необхідністю та появою технічних можливостей; 2) прагнення до збільшення достовірності та точності вирішення завдань на всіх етапах робіт з оцінки ресурсу ГТ; 3) облік впливу на ресурс непроєктних експлуатаційних режимів у зв'язку з необхідністю підвищення гнучкості використання ГТ; 4) прогнозування динаміки зростання тріщин у процесі експлуатації з метою визначення оптимальних міжремонтних термінів експлуатації; 5) збільшення частки чисельного експерименту за рахунок часткового заміщення модельного та натурного експериментів; 6) спроби управління ресурсом з допомогою вибору оптимальних режимних параметрів з урахуванням можливостей енергосистеми; 7) спрямованість на індивідуальну експертну оцінку ресурсу ГТ у зв'язку з відсутністю нормативних вимог, рекомендованих методик, критеріїв допустимості експлуатації, критичних величин тріщин, нормативних термінів служби та коефіцієнтів запасу; 8) відсутність систематичних досліджень на тему ресурсу, наприклад таких, як свого часу це було зроблено для турбін теплових та атомних станцій. Проведені дослідження і огляд літератури доводять, що потрібен подальший розвиток методів і дослідницької роботи щодо оцінки терміну служби турбін Френсіса. Особливо в області технології вимірювання турбін, збору, обробки та зберігання даних з точки зору цілісного підходу, коли всі явища потоку досліджуються одночасно. Вже зараз видно, що тільки комбінований підхід розрахунків і вимірювань приведе до мети. Однією з майбутніх цілей буде скорочення витратних вимірювань прототипу до мінімуму за допомогою чисельного моделювання.

## Список літератури

1. Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 3. P. 1148. doi: 10.3390/en15031148
2. Frunzäverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara: 'Politehnica' University of Timișoara, 2010. doi: 10.1088/1755-1315/12/1/012115
3. Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
4. Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition*. URL: [https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581\\_The\\_IEC\\_63230\\_A\\_new\\_standard\\_on\\_the\\_fatigue\\_of\\_hydraulic\\_turbines\\_to\\_help\\_the\\_industry\\_face\\_the\\_energy\\_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf) (дата звернення: 20.09.2024).
5. *ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing*. ASTM International, 2023. 25 p.
6. Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022. Vol. 15. P. 1165. doi: 10.3390/en15031165
7. Голубев С. О., Лебідь О. Г., Черній Д. І. Засоби комп'ютерного моделювання в галузі обчислювальної гідродинаміки. *Математичне моделювання в економіці*. 2019. № 2. С. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
8. Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О. Математичні моделі взаємодії конструкцій з рідиною та розрахунки на міцність і резонанс лопатевих гідромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
9. Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022. P. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1\_29
10. Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 68. P. 87–101.
11. Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia)*. Ljubljana: Faculty of Technologies and Systems, 2015. P. 235–242.
12. Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023. Vol. 16, no. 16. P. 6072. doi: 10.3390/en16166072
13. Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation*. Munich: Roland Berger GmbH, 2018. 12 p.
14. Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023. Vol. 2629. P. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
15. Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 102. P. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2019.102.001



10.1016/j.rser.2018.12.001

16. Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982. Vol. 14, no. 6. P. 796–799.

## References (transliterated)

- Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 3, p. 1148. doi: 10.3390/en15031148
- Frunzäverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara, 'Politehnica' University of Timișoara Publ., 2010. doi: 10.1088/1755–1315/12/1/012115
- Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
- Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition*. Available at: [https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581\\_The\\_IEC\\_63230\\_A\\_new\\_standard\\_on\\_the\\_fatigue\\_of\\_hydraulic\\_turbines\\_to\\_help\\_the\\_industry\\_face\\_the\\_energy\\_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf) (accessed 20.09.2024).
- ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing*. ASTM International, 2023. 25 p.
- Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022, vol. 15, p. 1165. doi: 10.3390/en15031165
- Holubyev S. O., Lebid' O. H., Cherniy D. I. Zasoby komp'yuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyval'noyi hidrodynamiky [Computer modelling tools in the field of computational fluid dynamics]. *Matematychni modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
- Kukhtenkov Yu. M., Nazarenko S. O. Matematychni modeli vzyayemodiyi konstruksiy z ridynoyu ta rozrakhunky na mitsnist' i rezonans lopatelykh hidromashyn [Mathematical models of the interaction of structures with liquid and calculations on the strength and resonance of blade hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
- Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022, pp. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1\_29
- Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 68, pp. 87–101.
- Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia)*. Ljubljana, Faculty of Technologies and Systems Publ., 2015, pp. 235–242.
- Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023, vol. 16, no. 16, p. 6072. doi: 10.3390/en16166072
- Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation*. Munich, Roland Berger GmbH Publ., 2018. 12 p.
- Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023, vol. 2629, p. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
- Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019, vol. 102, pp. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.001
- Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982, vol. 14, no. 6, pp. 796–799.

Hadziyana (received) 21.04.2024

## Відомості про авторів / About the Authors

**Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yurii)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9210-7486>; e-mail: [kukhtenkov.um@gmail.com.ua](mailto:kukhtenkov.um@gmail.com.ua)

**Назаренко Сергій Олександрович (Nazarenko Sergiy)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: [nazarenkoserzh7@gmail.com.ua](mailto:nazarenkoserzh7@gmail.com.ua)