

Ю. М. КУХТЕНКОВ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ТА РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІЙ ГІДРОТУРБІНІ

Силова взаємодія вихрових джгутів у відсмоктуючій трубі РО гідротурбін з елементами проточного тракту може приводити до серйозних аварій. Зменшення низькочастотних пульсацій тиску є актуальною задачею, так як сприяє підвищенню надійності і збільшенню потужності гідроагрегатів. Для цього інколи використовують спеціальні пристрої. Метою цієї роботи було порівняння сучасних методик розрахунку низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі з експериментом. Проведені експериментальні дослідження пульсацій тиску у проточній частині і на лопаті робочого колеса гідротурбіни РО115 у широкому діапазоні режимів роботи. Виконані чисельні експерименти по визначенню джгутових пульсацій тиску з використанням просторової математичної моделі по методиці НТУ «ХПІ». З іншого боку, були виконані розрахунки пульсацій тиску на основі сучасного пакета програм гідродинаміки, які вирішують завдання механіки суцільного середовища і використовують рівняння Рейнольдса. Процес вирішення завдань в цьому випадку здійснюється за допомогою пакету прикладних програм CFD, що включає етапи: створення тривимірної моделі розглянутого об'єкта за допомогою системи САПР; побудова розрахункової сітки; вибір математичної моделі турбулентності; завдання граничних умов. Порівняння експериментальних та розрахункових результатів вказують на їх гарне узгодження. Прогнозування пульсацій тиску за приведеними методиками при проектуванні гідротурбін дає можливість в подальшому для вибору кращої проточної частини з меншими пульсаціями тиску (з меншими втратами) і з більш високими енергокавітаційними показниками. У першому випадку для виконання задачі потрібні незначні ресурси машинного часу, а похибка при розрахунку амплітуд пульсацій тиску становить до 15–20 % в порівнянні з експериментальними даними, у другому – 10 % при значно більшому часі розрахунків. Надалі результати розрахунків джгутових пульсацій тиску використовуються в розрахунках на міцність елементів проточної частини гідротурбіни з великими запасами по коефіцієнтам міцності, тому можливе використання математичних моделей різної складності у прогнозних розрахунках джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, відсмоктуюча труба, математична модель, вихровий джгут, пульсації тиску.

У. КУХТЕНКОВ

EXPERIMENTAL AND CALCULATION STUDY OF PRESSURE PULSATIONS IN THE RADIAL-AXIAL HYDROTURBINE

The force interaction of the vortex swirls in the draft tube of the hydraulic turbine RO with the elements of the flow path can lead to serious accidents. Reducing low-frequency pressure pulsations is an urgent task, as it helps to increase the reliability and increase the power of hydraulic units. For this, special devices are sometimes used. The aim this of the work was to compare modern methods for calculating low-frequency bundle pressure pulsations in a draft tube with experiment. Experimental studies of pressure pulsations in the flow part and the impeller blade of the RO115 hydraulic turbine were carried out in a wide range of operating modes. Numerous experiments were carried out to determine the bundle pressure fluctuations using a spatial mathematical model according to the method of NTU "KhPI". In addition, calculations of pressure fluctuations were performed based on a modern hydrodynamic software package that solves problems of continuum mechanics and uses the Reynolds equation. The process of solving problems in this case is carried out by means of the CFD application package, which includes the following steps: creating a three-dimensional model of the object under consideration using the CAD system; construction of the computational grid; choice of mathematical model of turbulence; problems of limiting conditions. A comparison of the experimental and calculated results indicates their good agreement. Prediction of pressure fluctuations using the above methods when designing hydraulic turbines makes it possible in the future to choose the best flow path with lower pressure fluctuations (with lower losses) and with higher energy-cavitation performance. In the first case, the task requires insignificant resources of computer time, and the error in calculating the amplitudes of pressure fluctuations is up to 15 % compared with the experimental data, in the second case it is 10 % with a much longer calculation time. In the future, the results of calculations of bundled pressure pulsations are used in strength calculations of elements of the flow path of a hydraulic turbine with large margins in terms of strength factors, so it is possible to use mathematical models of varying complexity in predictive calculations of bundled pressure fluctuations in a draft tube.

Keywords: hydraulic turbine, impeller, draft tube, mathematical model, vortex swirls, low-frequency pressure pulsations.

Вступ. Рівень нестационарності в РО гідротурбінах значною мірою залежить від пульсацій тисків (ПТ), які обумовлені рухом вихрових джгутів (ВД) за робочим колесом (РК) у відсмоктуючій трубі (ВТ). Ці ВД мають складну просторову форму, тому для їх розрахунку застосовують просторові математичні моделі [1–5]. Прогнозування ПТ зі джгутовими частотами необхідно для розрахунків на міцність проточної частини гідротурбін – РК та стінки ВТ.

Метою роботи було визначення рівнів амплітуд джгутових ПТ у процесі пульсаційних досліджень проточної частини модельної гідротурбіни на напір 115 метрів. Випробування проводилися в широкому діапазоні режимів роботи гідротурбіни, потім порівнювали експериментальні дані з розрахунковими даними, отриманими із застосуванням просторових

математичних моделей. Прогнозування ПТ за методиками [2–5] та [6–12] при проектуванні дасть можливість вибору найкращої проточної частини з найменшими ПТ та втратами і, як наслідок, з кращими енергокавітаційними показниками гідротурбіни.

Дослідження пульсацій тиску у модельній гідротурбіні РО115. У модельній гідротурбіні РО115 з РК $D_1 = 0,5156$ м виміри ПТ проводилося 5 датчиками: 3 з них (Д1, Д3, Д4) були встановлені на маточині РК; Д2 – у зазорі направляючий апарат – РК та Д5 – в ВТ за РК. Датчики було встановлено згідно рис. 1. Сигнал від датчиків Д1, Д3, Д4 через струмознімач надходив на підсилювач, а потім записувався за допомогою підсилювача та осцилографа згідно схемі рис. 2.

Випробування проводилися при діапазоні режимів роботи $n'_i = 60 - 85$ хв⁻¹ від пускового до

максимального відкриття напрямного апарату. Графіки амплітуд ПТ зі джгутовими частотами наведені у відсотках від напору на рис. 3, 4, 5, а–8, а.

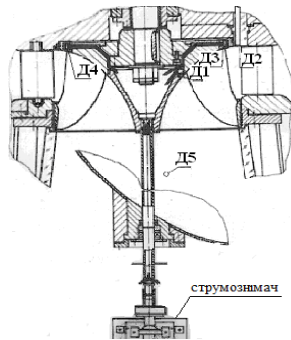


Рис. 1. Схема встановлення датчиків тиску в модельній гідротурбіні PO115



Рис. 2. Схема для вимірювання ПТ у гідротурбіні PO115

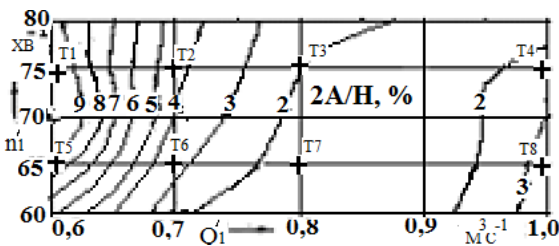


Рис. 3. Розрахункові амплітуди ПТ, 2A/H, % у ВТ для Д5 за методикою [2-5], а точки + T1-T8 за методикою [6-9]

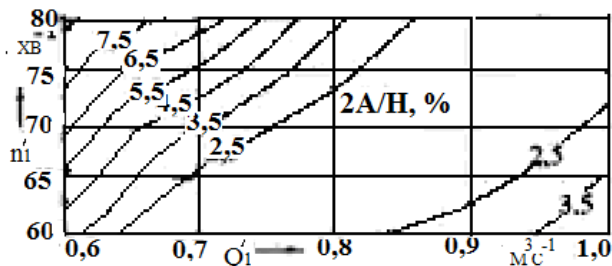


Рис. 4. Експериментальні амплітуди ПТ, 2A/H, % у ВТ, Д5

Як первинні перетворювачі ПТ використовувалися тензометричні датчики мембранного типу Д1–Д5. Як вторинну апаратуру застосовувалися світлопроменевий осцилограф і підсилювач, рис. 2. Тарування датчиків проводилося до та після випробувань за допомогою зразкового манометра та зразкового вакууму. Тарувальні коефіцієнти датчиків тиску використовувалися для перерахунку, отриманих величин амплітуд ПТ у значення подвійних амплітуд у відсотках від напору – 2A/H, %. Найбільше значення наведеної похибки, отримане внаслідок цієї тарировки, не перевищувало 10–15 %. Частоти своїх коливань мембран датчиків тиску становили 5–7 кГц, що дозволило вважати, що динамічна похибка датчиків при вимірі тиску мала.

На рис. 4, 5 представлені пульсаційні

характеристики датчиків – Д2 та Д5, побудовані за результатами модельних випробувань. На рис. 3 результати розрахунку амплітуд ПТ, 2A/H, % за методикою [2-5] та розрахункові точки + T1–T8, (у T1 – 8 %, T2 – 6,2 %, T3 – 3,3 %, T4 – 2 %, T5 – 5,8 %, T6 – 2,7 %, T7 – 1 %, T8 – 3,4 %) за методикою [6-9]. На рис. 5 для датчика Д2 – експериментальні ізолінії амплітуд ПТ, 2A/H, % та розрахункові точки + 2A/H, %, (у T1 – 3,5 %, T2 – 4,5 %, T3 – 3,5 %, T4 – 1 %, T5 – 3,5 %, T6 – 2 %, T7 – 1,5 %, T8 – 0,5 %) за методикою [2-5]. З порівняння рис. 3, 4 слід, що при напорах відповідних $\bar{n}_i = 70-80 \text{ хв}^{-1}$, різниця між експериментом і розрахунком становить 1–3 % в абсолютних величинах (у відносних величинах – 15–20 % для методики [2-5] та 10 % для методики [6-9]). Причому розрахунок дає більші значення амплітуд ПТ порівняно експериментом. Таким чином, якщо розрахунок на міцність елементів проточної частини гідротурбіни буде проведено за вище наведеними методиками [2-9], то буде тільки декілька збільшено запас міцності.

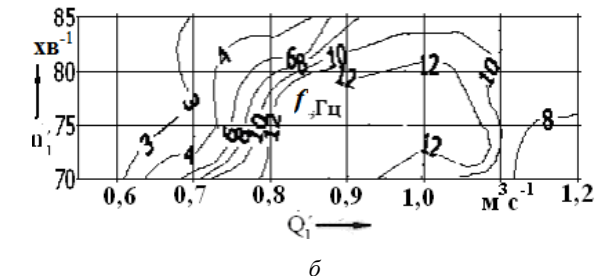
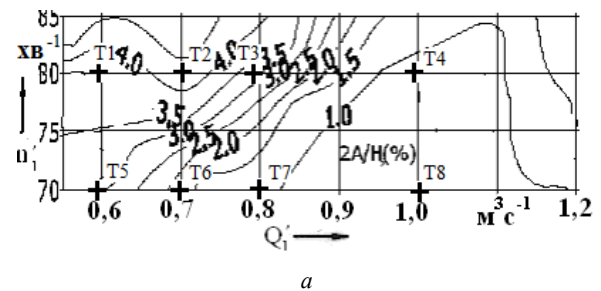


Рис. 5. Експериментальні амплітуди ПТ та розрахункові точки + T1-T8 (а) та частоти ПТ (б) у модельній гідротурбіні PO115 для Д2 у зазорі напрямний апарат – РК

З огляду на графіки ПТ на рис. 3, 4 слід, що область з максимальними низькочастотними ПТ розташована при $Q_1 = (0,5-0,65)Q_0'$. Тут рівні ПТ становили 8–10 % від напору під РК у ВТ та в зоні вихідної кромки лопаті РК. У частотному діапазоні переважають ПТ із джгутовими частотами (до 85–90 % від рівня сумарної амплітуди), проте 10–15 % ПТ складають пульсації з оборотними та кратними їм частотами. Частотний діапазон в області з максимальними рівнями джгутових ПТ становить 3–4 Гц, що свідчить про наявність на цих режимах у ВТ гідротурбіни ВД.

Пульсації тиску на лопаті модельного робочого колеса PO115. На рис. 6, а–8, а наведені експериментальні амплітуди ПТ, 2A/H, % виміряні на обтічнику РК – Д1 і на маточині на вхідній кромці

лопаті РК – Д3, Д4 під час роботи модельного РК гідротурбіни РО115, розрахункові точки + T1–T8, 2A/H, %, що отримані за методикою [2–5] та частоти ПТ – f, Гц, рис. 6, б–8, б.

Рівень ПТ на поверхні лопаті РК залежить від ступеня закрутки потоку за РК та кута натікання потоку. Чим більший кут натікання та ступінь закрутки, тим більше амплітуда ПТ. Режими роботи турбіни з «–» кутами натікання мають вищий рівень ПТ чим при однаковій закрутці з «+» кутами. Під «–» кутом натікання тут розуміється кут $\Delta\beta$, у якому потік зустрічається зі спинкою (стороною розрідження) лопаті. При «+» кутах і малих позитивних значеннях закрутки вплив кута позначається меншою мірою. Частоти ПТ на РК і у ВТ залежно від режиму роботи турбіни наведено на рис. 6, б–8, б.

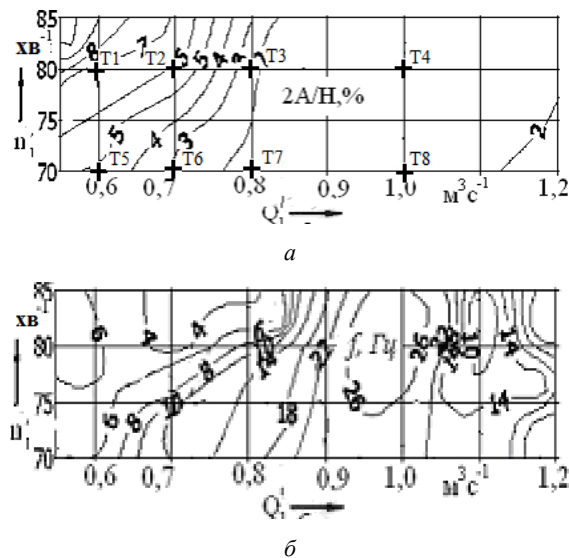


Рис. 6. Експериментальні амплітуди ПТ на обтічнику РК РО115 датчик № 1, розрахункові точки + T1–T8: а – T1 – 8 %, T2 – 7 %, T3 – 3,3 %, T4 – 0,5 %, T5 – 5,5 %, T6 – 3,5 %, T7 – 2 %, T8 – 0,5 %; б – експериментальні частоти ПТ

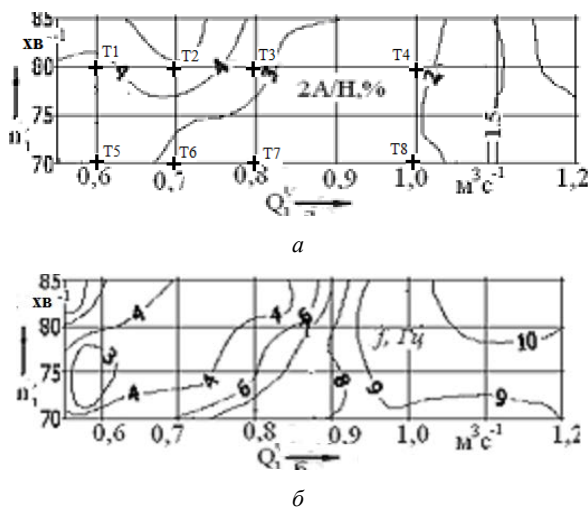


Рис. 7. Експериментальні амплітуди ПТ на вхідній кромці РК РО115 для датчика Д3 та розрахункові точки + T1–T8: а – T1 – 4,3 %, T2 – 5,2 %, T3 – 4 %, T4 – 2,5 %, T5 – 4 %, T6 – 3,2 %, T7 – 3 %, T8 – 2,5 %; б – частоти ПТ

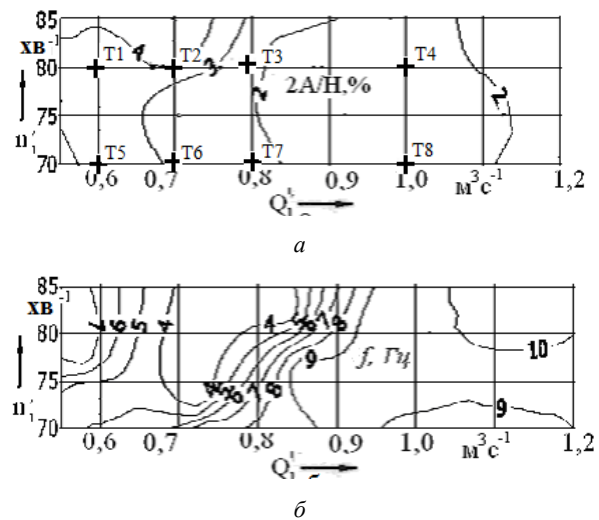


Рис. 8. Експериментальні амплітуди ПТ, розрахункові точки + T1–T8: а – у T1 – 4,3 %, T2 – 5 %, T3 – 3 %, T4 – 2 %, T5 – 4,2 %, T6 – 3,3 %, T7 – 2,5 %, T8 – 2 %; б – експериментальні частоти ПТ на вхідній кромці РК РО115 для датчика Д4

Оборотна частота $f_{об}$ обчислювалася за формулою $f_{об} = n / 60$, де n – частота обертання. За наявності ВД за РК існує чітке співвідношення між частотами пульсацій $f_k, f_{об}, f_{от}$ – відповідно частоти на РК, оборотні та у ВТ: $f_k = m f_{об} - f_{от}$, де m – кількість ВД.

Методики для розрахунку джгутових пульсацій тиску у протоковій частині гідротурбіни. Просторова математична модель НТУ «ХПИ» розрахунку ПТ у ВТ гідротурбіни від довільного числа фізичних ВД рівної інтенсивності з рівним кроком ставилася та була вирішена на основі узагальнення існуючих підходів і проведених експериментальних досліджень [2–5]. Стінка ВТ в цьому випадку моделюється вихровою поверхнею, яка складається з нескінченно великого числа тонких ВД шнурів змінної інтенсивності з кроком рівним кроку фізичних ВД, які мають форму гвинтової спіралі. Завдання розглядається у квазістаціонарній постановці, рідина вважається нев'язкою. Потік поза вихором при визначенні індуктованих швидкостей приймається потенціальним. Урахований також додатковий осесиметричний потік, що обумовлений проходженням рідини через РК. Завдання зводиться до пошуку швидкостей у будь-якій точці ВТ.

Важливим моментом для розрахунку ПТ була підготовка геометричних параметрів ВД. Вона здійснювалася на основі апроксимації даних, що були одержані з візуальних експериментів з фотографуванням ВД і з використанням датчика-зонда тиску на експериментальних стендах «Турбоатом» для випробування модельних гідротурбін.

Для ВД гідротурбін на основі експериментів були одержані поліномні залежності геометричних параметрів ВД: відносного ексцентриситету – \bar{e} , відносного діаметра – $\bar{d}_ж$, а також кута нахилення вихрової лінії – $\beta_ж$ у полі універсальної пульсаційної

характеристики у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \bar{e}(n'_1, Q'_1) &= A_0 + A_1 Q'_1 + A_2 Q'^2_1 \\ \bar{d}_*(n'_1, Q'_1) &= B_0 + B_1 Q'_1 + B_2 Q'^2_1 \\ \beta_*(n'_1, Q'_1) &= 90^\circ(1 - C_1 Q'_1 + C_2 Q'^2_1 + C_3 Q'^3_1) \end{aligned} \right\},$$

де $A_0, A_1, A_2, B_0, B_1, B_2, C_1, C_2, C_3$ – змінні коефіцієнти, що є поліномами від n'_1 .

Розрахунки джгутових ПТ у гідротурбіні на основі пакетів програм CFD. При описі течій в гідротурбін доводиться стикатися з проблемами: з необхідністю моделювання турбулентності в каналах складної геометричної форми і сильної закрутки потоку. Для цього потрібні моделі турбулентності, що описують великомасштабні пульсації потоку. Широке поширення, в інженерних розрахунках k - ε і k - ω моделі турбулентності погано описують такі течії. Щоб поліпшити моделювання турбулентних закручених течій намагаються модифікувати URANS моделі турбулентності і використовувати методи, в яких вирішуються великомасштабні турбулентні вихори (LES, DES). Для моделювання цього явища необхідно застосовувати нестационарні, вихрові методи – метод моделювання великих вихорів (Large Eddy Simulation – LES), при цьому необхідна детальна сітка поблизу стінок. RANS моделі економічні і добре описують прикордонні шари. В роботі [8] був запропонований метод відокремлених вихорів (DES). При моделюванні гідротурбін необхідно враховувати обертання РК і взаємодії ротора-статора. Поширеним і простим способом моделювання обертання РК є використання обертової системи координат. Перехід у обертову систему дозволяє моделювати течії в наближенні, при якому РК нерухомо, а рідина натікає на нього – «загальмоване колесо». Проведені численні розрахунки [7–9], що вказують на гідність такого підходу.

Нижче наведені рівняння математичної моделі, що виражають закони збереження у обертовій системі координат. Рівняння нерозривності (закон збереження маси): $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0$. Рівняння кількості руху (закон збереження імпульсу) для відносних швидкостей:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla(\rho V V) &= -\nabla P + \nabla(\tau^m + \tau^t) + \\ &+ (\rho - \rho_0)g + \rho(2\Omega_x \times V + \Omega \times (\Omega \times r)), \end{aligned}$$

де V – вектор швидкості рідини; τ – тензор в'язких напружень; Ω – вектор кутової швидкості обертання РК; P – статичний тиск; ρ – щільність. При переході в обертову систему координат в правій частині рівняння збереження імпульсу записуються сила Кориоліса і відцентрова сила. Складові тензора в'язких напружень визначаються

$$\tau_{ij}^m = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right],$$

де μ – динамічна (молекулярна) в'язкість; u_i –

компоненти вектора швидкості; δ_{ij} – символ Кронекера.

Висновки: 1. Були проаналізовані експериментальні дані ПТ у гідротурбіні PO115 та проведено їх порівняння з результатами розрахунків по математичних моделях [2–5] та [6–9], що свідчить про допустимий рівень розрахункових джгутових ПТ, та є однією з умов надійної роботи гідротурбіни.

2. На режимах із малою закруткою частота ПТ на лопатях та за РК близька до оборотної частоти. На режимах з великою закруткою, де спостерігаються ВД, частота ПТ у ВТ становить близько 20–50 % від оборотної та відповідає частоті обертання ВД. Частота обертання ВД залежить від режиму роботи турбіни. За даними досліджень виявлено тенденцію до збільшення частоти ВД на режимах, що близькі до оптимальних.

3. Вплив пульсуючого потоку на РК сприймається з частотами приблизно 0,5–0,8 та 1,3–1,9 від оборотної залежно від режиму роботи гідротурбіни. На лопатях РК мають місце також частоти, кратні оборотній. Низькочастотна складова ПТ пов'язана тільки з ВД, що виникає за наявності циркуляції швидкості $\Gamma = 2\pi V_{\omega} r$ по контуру конуса ВТ – у втулки за РК. Високочастотна складова ПТ обумовлена головним чином режимом обтікання лопаті з великими кутами натікання і вихровими утвореннями, що пов'язано з обтіканням вихідних кромки лопатей РК (доріжки Кармена).

4. Проведено порівняння методики розрахунку амплітуд джгутових ПТ в ВТ за методикою кафедри гідромашин НТУ «ХПІ» [2–5] та на основі рішення рівнянь Рейнольдса за допомогою програмного комплексу CFD [6–12]. У першому випадку для виконання задачі потрібні незначні ресурси машинного часу, але похибка при розрахунку амплітуд ПТ становить до 15–20 % в порівнянні з експериментальними даними у широкому діапазоні режимів турбіни, у другому – 10 %. Прогнозування ПТ за цими методиками при проектуванні гідротурбін дасть можливість вибору найкращої проточної частини з найменшими ПТ, тобто з меншими втратами, і, як наслідок, з вищими енергокавітаційними показниками гідротурбіни.

Список літератури

1. Кухтенков Ю. М. Пристрої та заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатових гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 74–79.
2. Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Подвойський Ю. А. К методу расчета пульсационных характеристик от вихревых жгутов за рабочим колесом гидротурбины. *Проблемы машиностроения.* Харьков: НАНУ ИПМаш. 2003. № 2. С. 84–92.
3. Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Подвойський Ю. А. К вопросу численного прогнозирования амплитуд низкочастотных пульсаций давления в обратной гидромашине. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях.* Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 30. С. 51–56.
4. Коц О. Ю. Математична модель джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. *XIII Міжнародна науково-практична конференція магістрів та аспірантів (19–22 листопада 2019 р., Харків).* Харків: НТУ «ХПІ», 2019.

- C. 560–561.
5. Кухтенков Ю. М. Методики прогнозування низькочастотних пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 77–83.
 6. Cherny S., Chirkov D., Bannikov D., Lapin V., Skorospelov V., Eshkunova I., Avdushenko A. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines. *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: 10.1088/1755-1315/12/1/012071
 7. Алексеенко С. В., Дектерев А. А., Литвинов И. В., Минаков А. В., Пылев И. М., Шандро А. И., Шторк С. И. Численное и экспериментальное моделирование течения в отсасывающей трубе гидротурбины. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2011. Vol. 4 (5). P. 489–503.
 8. Сентябов А. В., Гаврилов А. А., Дектерёв А. А. Анализ RANS моделей турбулентности применительно к расчёту стационарного течения в отсасывающей трубе гидротурбины Turbine-99. *Вычислительная механика сплошных сред*. 2013. Т. 6, № 1. С. 86–93.
 9. Gavrilov A., Dekterev A., Sentyabov A., Minakov A., Platonov D. Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows. *Notes on Numerical Fluid Mechanics*. 2012. Vol. 117. P. 449–459.
 10. Salahi S., Nilsson H., Lillberg E., Edh N. Numerical simulation of hydraulic turbine during transient operation using OpenFOAM. *30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 774 (21–26 March 2021, Lausanne)*. Lausanne, 2021. doi: 10.1088/1755-1315/774/1/012060
 11. Резвая К. С., Крупа Е. С., Тынъянова И. И., Недовесов В. А. Использование программного комплекса CFD для определения гидродинамических характеристик проточных частей гидравлических машин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 35–41.
 12. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.

References (transliterated)

1. Kukhtenkov Yu. M. Prystroyi ta zakhody shchodo zminshennya nyz'kochastotnykh dzhhutovykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubakh zhorstkolopatevykh hidroturbin [Devices and measures to reduce low-frequency bundle pressure pulsations in the suction pipes of rigid-bladed hydroturbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 74–79.
2. Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Podvoys'kiy Yu. A. K metodu rascheta pul'satsionnykh kharakteristik ot vikhrevykh zhgutov za rabochim kolesom gidroturbiny [To the method of calculating the pulsation characteristics from vortex swirls behind the impeller of a hydraulic turbine]. *Problemi mashinostroeniy*. Kharkov, NANU IPMash Publ., 2003, no. 2, pp. 84–92.
3. Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Podvoys'kiy Yu. A. K voprosu chislennogo prognozirovaniya amplitud nizkochastotnykh pul'satsiy davleniya v obratimoy gidromashine [On the issue of numerical prediction of the amplitudes of low-frequency pressure pulsations in a reversible hydraulic machine]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Matematychnye modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 30, pp. 51–56.
4. Kots O. Yu. Matematychna model' dzhhutovykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubi hidroturbiny [Mathematical model of bundle pressure pulsations in the draft tube of a hydroturbine]. *XIII Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiya mahistriv ta aspirantiv (19–22 lystopada 2019 r., Kharkiv)* [XIII International Scientific and Practical Conference of Masters and Postgraduates (19–22 November 2019, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, pp. 560–561.
5. Kukhtenkov Yu. M. Metodyky prohozuvannya nyz'kochastotnykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubi hidroturbiny [Methods of forecasting low-frequency pressure pulsations in the draft tube of a hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 77–83.
6. Cherny S., Chirkov D., Bannikov D., Lapin V., Skorospelov V., Eshkunova I., Avdushenko A. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines. *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: 10.1088/1755-1315/12/1/012071
7. Alekseenko S. V., Dekterev A. A., Litvinov I. V., Minakov A. V., Pylev I. M., Shandro A. I., Shtork S. I. Chislennoe i eksperimental'noe modelirovanie techeniya v otsasyvayushchey trube gidroturbiny [Numerical and Experimental Modeling of the Flow in the Suction Pipe of a Hydraulic Turbine]. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2011, vol. 4 (5), pp. 489–503.
8. Sentyabov A. V., Gavrilov A. A., Dekterev A. A. Analiz RANS modeley turbulentsnosti primenitel'no k raschetu statsionarnogo techeniya v otsasyvayushchey trube gidroturbiny Turbine-99 [RANS analysis of turbulence models as applied to the calculation of a steady flow in the draft tube of a Turbine-99 turbine]. *Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred*. 2013, vol. 6, no 1, pp. 86–93.
9. Gavrilov A., Dekterev A., Sentyabov A., Minakov A., Platonov D. Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows. *Notes on Numerical Fluid Mechanics*. 2012, vol. 117, pp. 449–459.
10. Salahi S., Nilsson H., Lillberg E., Edh N. Numerical simulation of hydraulic turbine during transient operation using OpenFOAM. *30th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 774 (21–26 March 2021, Lausanne)*. Lausanne, 2021. doi: 10.1088/1755-1315/774/1/012060
11. Rezvaya K. S., Krupa E. S., Tyn'yanova I. I., Nedovesov V. A. Ispol'zovanie programmogo kompleksa CFD dlya opredeleniya gidrodinamicheskikh kharakteristik protochnykh chastey gidravlicheskikh mashin [Using the CFD software package to determine the hydrodynamic characteristics of the flow parts of hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 35–41.
12. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.

Надійшло (received) 20.08.2022

Відомості про автора / About the Author

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