

**Ю. М. КУХТЕНКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО**

## **МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ВЗАЄМОДІЇ КОНСТРУКЦІЙ З РІДИНОЮ ТА РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ І РЕЗОНАНС ЛОПАТЕВИХ ГІДРОМАШИН**

Аналіз складної взаємодії «рідина – конструкція» (Fluid Structure Interaction, FSI) є актуальною науковою проблемою для багатьох галузей промисловості, таких як гідротурбобудування, суднобудування, будівництво тощо, рішення якої присвячено значну кількість теоретичних досліджень. У роботі здійснений аналіз праць з проблем підходів, моделей, методів дослідження та найвідоміших моделюючих програмних систем FSI. Попри значні існуючі теоретичні розробки аналіз деформування високонавантажених конструкцій, включаючи гідротурбіни та насоси, потребує розвитку та адаптації відповідних моделей і програмних систем. У результаті низки виконаних досліджень була розроблена математична модель напружено-деформованого стану та виконане чисельне моделювання лопатевих гідромашин. Для відтворення руху як елементів конструкцій, так і рідини використані співвідношення механіки суцільних середовищ. При розрахунках можна визначити поля переміщень, напруг та деформацій; власні частоти коливань елементів гідротурбін та насосів, а також їх чутливість до зміни конструктивних параметрів. При цьому забезпечується комплекс заходів при створенні та удосконаленні лопатевих гідромашин із підвищеними технічними характеристиками, а також визначаються такі проектні та експлуатаційні параметри, які задовольняють умовам підвищення міцності. Розроблена методика дозволяє цілеспрямовано проводити відбудову від резонансів на стадії проектування лопатевих гідромашин різних конструктивних форм і оцінювати вплив хиб виготовлення і експлуатації. Зниження вібрації насосів, будівельних конструкцій та трубопроводів в 5–10 разів на Харківській станції біоочистки, на якій встановлені відцентрові насоси типу СДВ-9000/45,  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$  було досягнуто шляхом встановлення додаткових опор на напірних трубопроводах після вібраційних випробувань і розрахунку трубопроводів на резонанс, також надані рекомендації для подальшої експлуатації станції.

**Ключові слова:** рідина, конструкція, методи граничних та скінченних елементів, гідротурбіна, резонанс, вібрація, відцентровий насос.

**Y. KUKHTENKOV, S. NAZARENKO**

## **MATHEMATICAL MODELS OF THE INTERACTION OF STRUCTURES WITH LIQUID AND CALCULATIONS ON THE STRENGTH AND RESONANCE OF BLADE HYDRAULIC MACHINES**

The analysis of the complex interaction "fluid – structure" (Fluid Structure Interaction, FSI) is an actual scientific problem for many industries, such as hydroturbobuilding, shipbuilding, construction, etc., the solution of which is devoted to a significant amount of theoretical research. The paper analyzes works on the problems of approaches, models, research methods and the most famous FSI modeling software systems. Despite significant existing theoretical developments, the analysis of deformation of highly loaded structures, including hydroturbines and pumps, requires the development and adaptation of appropriate models and software systems. As a result of a series of studies, a mathematical model of the stress-strain state was developed and numerical modeling of blade hydraulic machines was performed. To reproduce the movement of elements of structures and fluids, the relations of the mechanics of continuous media are used. During calculations, it is possible to determine the fields of movements, stresses and deformations; natural frequencies of oscillations of elements of hydroturbines and pumps, as well as their sensitivity to changes in structural parameters. At the same time, a set of measures is provided for the creation and improvement of blade hydraulic machines with increased technical characteristics, as well as such design and operational parameters are determined that satisfy the conditions for increased strength. The developed technique makes it possible to purposefully carry out reconstruction from resonances at the design stage of blade hydraulic machines of various structural forms and to evaluate the impact of manufacturing and operational errors. Reduction of vibration of pumps, building structures and pipelines by 5–10 times at the Kharkiv bioremediation station, which is equipped with centrifugal pumps of the FDV-9000/45 type,  $n = 500 \text{ min}^{-1}$ , was achieved by installing additional supports on pressure pipelines after vibration tests and calculation of pipelines for resonance, recommendations for further operation of the station are also provided.

**Keywords:** fluid, structure, boundary and finite element method, hydro turbine, resonance, vibration, pipelines, centrifugal pumps.

**Вступ.** Проблеми розрахункових досліджень взаємодії конструкцій з рідиною актуальні при вирішенні прикладних завдань для багатьох галузей промисловості, таких як гідротурбобудування, будівництво, суднобудування тощо [1–12]. Істотна складність моделювання полягає у необхідності отримання спільного розв'язання рівнянь руху рідини та динаміки конструкції. При цьому основні співвідношення механіки суцільних середовищ використовуються для опису руху як пружних конструкцій, так і рідин [1–8]. У моделях суцільного середовища передбачені методи оцінки полів напружень та деформацій, переміщень, тиску та щільності залежно від часу. При використанні аналітичних та напівемпіричних методів у розрахункових моделях присутня значна кількість припущень для об'єктів із найпростішою геометрією.

При розрахунку реальних конструкцій подібні спрощення суттєво знижують точність одержуваних

результатів. Тому потрібне використання методів та засобів чисельного моделювання [1–8]. Універсальний потенціал віртуального тестування дозволяє істотно зменшити трудомісткі етапи експериментальних досліджень дорогих макетів (Physical Prototyping) і перейти до більш оперативної, дешевої та надійної апробації конструктивних реалізацій із застосуванням цифрових прототипів (Digital Mock-Up) і відповідних методів комп'ютерного моделювання.

Для дослідження завдань FSI розроблено багато обчислювальних методів. Розроблені на їхній основі методики інтенсивно інтегруються у програмні комплекси. Це метод скінченних елементів (найвідоміші моделюючі програмні системи ANSYS Fluent, OpenFOAM, STAR-CCM+, ANSYS CFX, COMSOL Multiphysics, ADINA); ґраткових рівнянь Больцмана (XFlow, PowerFLOW), граничних елементів та дискретних особливостей (Linflow, 3DynaFS-Bem) [1, 2, 4, 6–8]. Спільне застосування

програм розрахунку гідродинаміки та міцності є складним завданням через відмінності у формуванні розрахункових областей та підходи до дискретизації рівнянь. Гідродинамічні пакети зазвичай використовують скінчено-об'ємний підхід, тоді як міцності – скінчено-елементний (СЕ). Один з відомих способів об'єднання кодів гідродинаміки і міцності полягає в організації обміну даними через проміжні структури, які інтерполюють і передають дані з однієї сітки на іншу. Наприклад, зв'язок між модулями ANSYS CFX та ANSYS Structural здійснюється з використанням технології міжпроцесорних комунікацій засобами ANSYS Workbench.

**Дослідження взаємодії рідин і конструкцій** з метою вирішення загальної проблеми потребує одночасного моделювання комбінації різних взаємодіючих фізичних явищ (гідродинаміка та механіка) з урахуванням їхнього взаємного впливу. При цьому пов'язаність може бути послідовною (при односторонній дії), сильною (повною), слабкою з урахуванням зворотних зв'язків (при двосторонній взаємодії) [1–8].

Гідродинамічний аналіз використовується для визначення параметрів руху рідкого середовища, таких як перепад тиску, розподіл швидкостей, напрямок течії, підйомна сила та лобовий опір, вплив нагрівання та охолодження. Компоненти швидкості, значення тиску та температури визначаються на основі законів збереження маси, імпульсу та енергії.

Система рівнянь для пов'язаної задачі руху суцільного середовища має вигляд:

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} & -B_x & 0 \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} & -B_y & 0 \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} & -B_z & 0 \\ B_x^T & B_y^T & B_z^T & 0 & 0 \\ K_{Tx} & K_{Ty} & K_{Tz} & 0 & K_{TT} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ P \\ T \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ 0 \\ F_T \end{Bmatrix},$$

де вектори  $V_x, V_y, V_z, P, T$  являють собою п'ять основних ступенів свободи у вузлах: компоненти швидкості потоку, тиску та температури. У глобальній матриці коефіцієнтів підматриця  $K$  відображає взаємовплив процесів адвекції (механічного перенесення середовища) і дифузії.

Підматриці  $B$  утворені операторами градієнтів тиску, підматриці  $B^T$  – операторами дивергенції швидкості. Складові вектора  $F$  обумовлюють внесок поверхневих потоків, об'ємних сил, а у разі нестационарного перебігу – вплив попередньої історії трансформації параметрів потоку.

У моделі міцності можна докласти механічні сили, обумовлені рухом середовища і отримані на етапі гідродинамічного аналізу, і знайти відповідні деформації і напруги. 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.

Для випадку аналізу сильнопов'язаної задачі звичайно-елементне формулювання взаємодії потоку рідини з конструкцією за умови малості зміни середньої щільності середовища набуває вигляду:

$$\begin{aligned} [K_F] \ddot{\bar{p}} + [C_F] \dot{\bar{p}} + [M_F] \bar{p} + \rho [R] \ddot{\bar{d}} &= 0; \\ [K_S] \bar{d} + [C_S] \dot{\bar{d}} + [M_S] \ddot{\bar{d}} - [R]^T \bar{p} &= \bar{F}_S(t), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $[K_S], [C_S], [M_S]$  – матриці жорсткості (може включати додатково матрицю геометричної жорсткості, яка залежить від попереднього напруженого стану, що визначається гідростатичним тиском), демпфування та мас конструкції;  $[M_F], [C_F], [K_F]$  – матриці мас, демпфування та жорсткості рідини;  $\{d\}, \{\dot{d}\}, \{\ddot{d}\}$  – вектори переміщень, швидкостей та прискорень конструкції;  $\{p\}, \{\dot{p}\}, \{\ddot{p}\}$  – вектори тиску та його похідних за часом;  $[R]$  – матриця взаємозв'язку "тиск-переміщення", що визначається з умови спільності на межі конструкції з рідиною;  $\{F_S\}$  – вектор сил, що подається до конструкції.

У разі низьких частот збудження, коли довжина хвилі значно перевищує характерний розмір конструкції, може використовуватися модель рідини, що не стискається. Відкинувши члени першого рівняння (1) рівні нулю, отримаємо такий вираз (2):

$$\bar{p} = -\rho [K_F]^{-1} [R] \ddot{\bar{d}}. \quad (2)$$

Підставивши його в друге рівняння (1), отримаємо звичайне динамічне рівняння конструкції, в якому до  $[M_S]$  додано матрицю приєднаних мас. При модальному аналізі, що використовується для визначення власних частот і форм коливань конструкції і є базою даних для різних видів динамічного відгуку (наприклад, аналізу перехідних процесів) рівняння має вигляд:

$$[K_S] \bar{d} - \omega^2 [M_S] \bar{d} - \omega^2 \rho [R]^T [K_F]^{-1} [R] \bar{d} = 0.$$

У ряді задач, коли межа конструкції з рідиною варіюється, що призводить до зміни матриці приєднаних мас рідини, корисним є застосування математичного апарату аналізу чутливості [5, 6].

Розглянемо оболонкову систему гідролокації з метою діагностики чи локації (рис. 1). Приймально-передавальний пристрій параболічної форми, закріплений в центрі, під впливом потужного негармонічного імпульсу, здійснює нестационарні, коливання, що швидко погасають з в'язким демпфуванням, обумовленим зануренням в рідину. Якість випромінювача багато в чому визначає головний коефіцієнт посилення (максимальний за часом тиск гідроакустичної хвилі, що створюється у напрямку головного максимуму діаграми спрямованості). У разі нестационарного режиму після розкладання за власними формами коливань та використання інтеграла Дюамеля рішення задачі оптимального проектування зводиться до управління функціоналом, що залежить від кількох частот, що

"резонують" (залучаються), і форм. На рис. 1 наведено приклад розподілу коефіцієнтів чутливості власних частот оболонкової системи до зміни наведених інерційних характеристик.

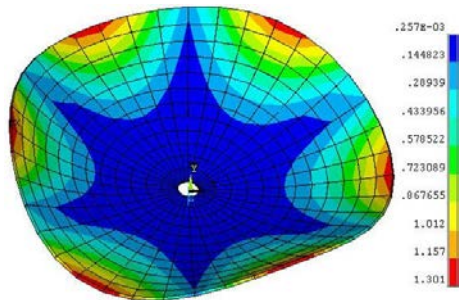


Рис. 1. Поле коефіцієнтів чутливості 6-ї власної частоти до зміни наведених інерційних характеристик

**Результати досліджень лопатей поворотно-лопатних гідротурбін**, що виконувалися по завданню АТ "Турбоатом" (м. Харків). Основним робочим органом гідротурбіни, в якому відбувається перетворення механічної енергії води в енергію валу є робоче колесо, при проектуванні якого повинні виконуватися міцності обмеження і відбудова від основних резонансів у нижній частині спектру власних частот. Розроблений математичний апарат розрахунку і аналізу чутливості використовувався як на етапі проектування лопатей гідротурбін (наприклад, марка ПЛ 20/811-500), так і на етапі дослідження причин експлуатаційних пошкоджень (наприклад, для гідротурбіни ПЛ 70/3164-410) і ПЛ 60/1075-В-600).

Лопаті мають складну конфігурацію і відносяться до оболонок середньої товщини, які можна вважати жорстко закріпленими по частині внутрішнього контуру і вільними по іншому контуру. Розрахунок і аналіз чутливості лопатей проводився з використанням суперпараметричних СЕ, оснований на гіпотезах Тимошенко [3]. Інтенсивність напруг на вході лопаті гідротурбіни ПЛ70 приблизно в три рази більше, ніж на виході. Відзначимо, що гідрравлічні напруги на вході і виході мають різні знаки. Рівень напруг від тиску рідини в робочому режимі нижче, ніж від відцентрових навантажень.

В табл. 1 наведені результати розрахунків власних частот (в Гц) лопатей різноманітних конструкцій поворотно-лопатних гідротурбін. Перша власна форма коливань лопаті гідротурбіни ПЛ70 є крутильною (якщо використати стрижневу аналогію). Переміщення на вхідній кромці на два порядку менші, ніж на вихідній. Друга і третя власні форми коливань є крутильними (відповідно з однією і двома вузловими лініями). Перша власна форма коливань лопаті гідротурбіни ПЛ60 є вигинною, друга – крутильною (вузлова лінія біля вихідної кромки), третя – теж крутильною (одна вузлова лінія біля вихідної кромки, інша – приблизно посередині лопаті). Для лопаті гідротурбіни ПЛ 60 зони максимальних динамічних напруг знаходяться на другій власній формі коливань. Відзначимо, що лінія, проведена через зони максимальних динамічних напруг на третій власній

формі коливань співпадає з лінією обриву пера лопаті 7 гідротурбіни ПЛ 60.

Для лопаті гідротурбіни ПЛ 20 зони максимальних динамічних напруг знаходяться на першій власній формі коливань практично посередині кореневого перерізу. На рис. 2 і 3 наведено результати аналізу чутливості 1-ї та 2-ї власної частоти коливань до зміни розподілу товщини лопаті гідротурбіни ПЛ 20.

Таблиця 1–Результати розрахунків власних частот (в Гц) лопатей ПЛ гідротурбін

Частоти, Гц	1	2	3	4	5	6
ПЛ60/1075-В-600	64	82	123	166	181	208
ПЛ 70/3164-410	114	158	214	284	324	344
ПЛ 20/811-500	58	74	111	153	167	190

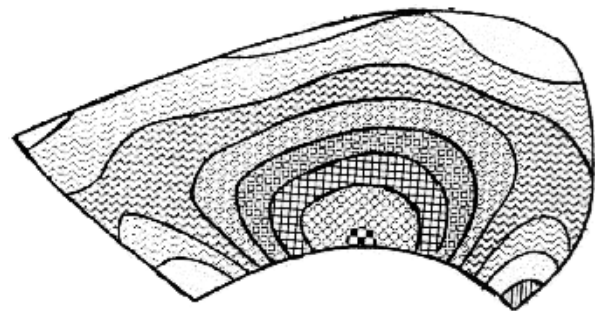


Рис. 2. Аналіз чутливості першої власної частоти до зміни розподілу товщини лопаті гідротурбіни ПЛ 20-811

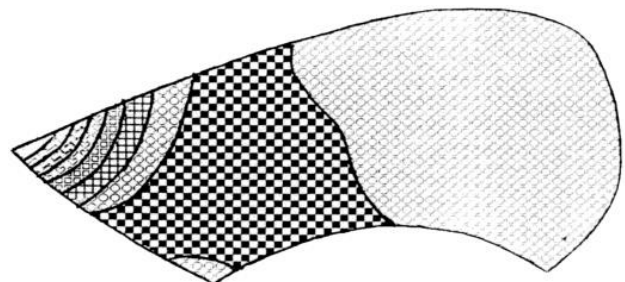


Рис. 3. Аналіз чутливості другої власної частоти до зміни розподілу товщини лопаті гідротурбіни ПЛ 20/811-500

Найбільший вплив на основну власну частоту лопаті гідротурбіни ПЛ 20 має зміна товщини в серединній зоні кореневого перерізу, на другу – в зоні, яка прилягає до вихідної кромки; на третю і четверту – в зоні на периферії, яка прилягає до вхідної кромки. На третю власну частоту лопаті гідротурбіни ПЛ 60 найбільше впливає зміна товщини в зоні, яка прилягає до вхідної кромки. Якщо ефекти зняття (додання) матеріалу на робочій і тильних поверхнях в зонах екстремальних «мінусових» коефіцієнтів чутливостей приблизно однакові, то в зонах максимальних «плюсових» коефіцієнтів чутливостей можна виділити більш «впливові» поверхні: для першої, третьої і шостої власних частот – робоча; для другої, четвертої і п'ятої – тильна (у лопаті гідротурбіни ПЛ 70 для 4 власної частоти – робоча).

На рис. 4 наведено приклад розрахунку оборотної гідромашини високонапірної ГАЕС. Кришка гідротурбіни є багатокомпонентною несучою

просторовою поворотно-симетричною конструкцією, що складається з об'єднаних  $N$  ребрами оболонок обертання. Отвори призначені для розміщення механізмів і зменшення ваги, а також для ремонту без повного розбирання направляючого апарату і демонтажу окремих лопаток. У якості форми ілюстрації результатів наведено розподіл динамічних напруг на відповідній формі коливань 4-ї власної частоті гідромашини. Червоним кольором представлена зона екстремальних динамічних напруг, синім – близьких до нуля.

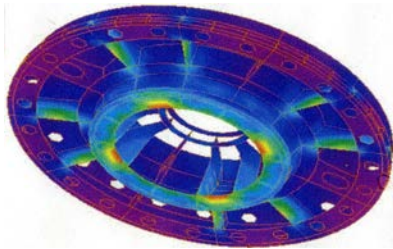


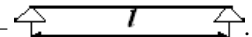
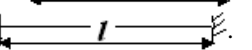
Рис. 4. Розподіл динамічних напруг на відповідній формі коливань 3-ї власної частоті гідромашини

**Оцінка можливості резонансу насосів та трубопроводів насосної станції та рекомендації по зниженню вібрації.** Важливою задачею в насосних станціях є регулювання потужності в енергетичній системі. При зміні навантаження гідроагрегати неодноразово проходять через нерозрахункові режими роботи. З нестійкістю закрученого потоку пов'язане виникнення інтенсивних гідродинамічних пульсацій тиску і вібрацій, що становлять загрозу надійності конструкції гідроагрегату. Підвищення стійкості роботи конструкції «насос-напірний трубопровід» неможливо без вивчення фізичних механізмів гідродинамічних процесів, істотну роль серед яких відіграють нестационарні явища, пов'язані з утворенням вихрових структур за насосним колесом з оборотною та лопатевою частотами [9–12]. Якщо напірні трубопроводи за насосом, що підіймають рідину, погано закріплені, то у зв'язку з потужними вібраціями потоку, це приводить до сильної вібрації насосу і трубопроводів і в разі резонансу може привести до руйнування обладнання і перекриття будівлі станції. На Харківській станції біоочистки встановлені відцентрові насоси типу СДВ-9000/45,  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ . Для виявлення значних резонансних явищ і шляхів зменшення вібрації обладнання на станції біоочистки були проведені пульсаційні і вібраційні випробування для двох напірних трубопроводів. За їх результатами були проведені розрахунки на резонанс та надані рекомендації щодо міст встановлення додаткових опор та зменшення вібраційного стану.

У спектральному розкладанні сумарного коливання головними були виявлені дві частоти – оборотна (8,3 Гц) та подвійна оборотна (16,6 Гц). Зважаючи на високі значення сумарної вібрації до 450 мкм з частотами 8,3 Гц і 16,6 Гц (для трубопроводу насосу № 1) і до 300 мкм з частотою 16,6 Гц для трубопроводу насосу № 2, які одночасно є основними збуджуючими частотами (оборотною та подвійною оборотною), була проведена оцінка

можливості виникнення резонансу трубопроводів. Для цього необхідно було визначити власну частоту конструкції. Розрахунок проводився згідно [9, 10].

Трубопровід розглядався як стрижнева система із заданими граничними умовами:

- 1) Шарнірне опирання – 
- 2) Жорстка закладка – 

Очевидно, що реальніше відображає умови перша схема. Власні частоти стрижневої системи визначаються за формулою:

$$f = \frac{(\alpha_k l_k)^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{m_c + m_t}}, \quad (3)$$

де  $k$  – номер форми коливань (1, 2, ...,  $n$ );  $\alpha_k$  –  $k$ -й корінь частотного рівняння;  $l$  – довжина ділянки;  $EI$  – згинальна жорсткість перетину;  $m_c, m_t$  – погонна маса стрижня і теплоносія;  $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$ ;  $I = \pi(D^4 - d^4)/64 = 743914 \text{ см}$ ;  $D = 1120 \text{ см}$ ;  $d = 1106 \text{ см}$ ;  $m_t = \gamma_c \pi d^2/4 = 9,366 \text{ кг/см}$  (для води),  $m_c = \gamma_c \pi (D^2 - d^2)/4 = 3,794 \text{ кг/см}$  (для сталі  $\gamma_c = 7,8 \cdot 10^4 \text{ кг/м}$ ). Підставив вагу у (3) отримаємо:

$$f = \frac{(\alpha_k l_k)^2}{l^2} \cdot 5,4848 \cdot 10^4. \quad (4)$$

Розглядаючи дві нижчі форми коливань (відомо, що в реальних конструкціях вони найбільш небезпечні), отримаємо (5):

$$\left. \begin{matrix} \alpha_{k1} = 3,142 \\ \alpha_{k2} = 6,283 \end{matrix} \right\} \text{– опирання, } \left. \begin{matrix} \alpha_{k1} = 4,73 \\ \alpha_{k2} = 7,853 \end{matrix} \right\} \text{– закладка.} \quad (5)$$

Тепер, використовуючи (4), можна отримати умови резонансу трубопроводів (тобто яка повинна бути довжина між опорами). Результати зведено до табл. 2.

Таблиця 2 – Умови резонансу трубопроводів

Резонансна частота, Гц	Опирання, м		Закладка, м	
	$k = 1$	$k = 2$	$k = 1$	$k = 2$
8,3	2,55	5,10	3,84	6,38
16,6	1,80	3,60	2,70	4,50

Тепер, використовуючи (4), можна отримати умови резонансу – довжина між опорами: – для частоти 8,3 Гц – 2,55 м та 5,1 м; – для частоти 16,6 Гц – 1,8 м та 3,6 м; отже, за прийнятої системи опор, які забезпечують жорстку передачу навантаження, довжина прольоту 3-поміж них має перевищувати 1,5 м. На основі розрахунків були визначені місця розташування додаткових опор та надані рекомендації до зниження вібрації та подальшої експлуатації обладнання станції.

**Висновки.** 1. У роботі здійснений аналіз праць з проблем підходів, моделей, методів дослідження та моделюючих систем FSI.

2. Чисельне моделювання напружено-деформованого стану та коливань гідротурбін реалізовано із залученням методу скінченних елементів. Розроблена методика дозволяє цілеспрямовано проводити відбудову від резонансів на стадії проектування лопатевих гідромашин різних конструктивних форм і оцінювати вплив хиб

виготовлення і експлуатації.

З. Як показали додаткові випробування, проведені заходи на Харківській станції біоочистки, призвели до значного зниження у 5–10 разів вібраційного стану насосів, будівельних конструкцій та трубопроводів. Для запобігання ушкоджень (утворення тріщин) будівельних конструкцій рекомендовано провести такі заходи щодо зменшення зазначеного динамічного впливу: зменшити вібрації опор шляхом встановлення гумових, пружинних чи інших амортизаторів – пружних прокладок промислової розробки [9, 10]; збільшити жорсткість трубопроводів шляхом встановлення (приварювання) кільцевих ребер жорсткості 150x10–12 мм, при цьому, по можливості, дотримуватися симетрії установки жорсткості, усунути причини підвищеної вібрації насосів; контроль вібрації насосної станції в подальшому проводити до та після кожного капітального ремонту насосних агрегатів, але не рідше одного разу на рік.

#### Список літератури

- 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
- Li Y., Zhang L., Chen J., Zhang Z., Jia K., Feng K., Wang X. Influence of rotational speed on performance of low specific speed hydraulic turbine in turbine mode. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 14, no. 5. P. 1–13. doi: 10.1177/16878132221100652
- 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, issue 6. P. 796–799.
- Голубев С. О., Лебідь О. Г., Черний 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
- Nazarenko S. A. Most important phases of development optimization of complex structure. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. Vol. 57, no. 1166. P. 87–90.
- Amaechi C. V., Wang F., Ye J. Investigation on hydrodynamic characteristics, wave-current interaction and sensitivity analysis of submarine hoses attached to a CALM buoy. *Journal of marine science and engineering*. 2022. Vol. 10, no. 120. P. 87–90. doi: 10.3390/jmse10010120
- Kong L., Cao J., Li X., Zhou X., Hu H., Wang T., Gui S., Lai W., Zhu Z., Wang Z., Liu Y. Numerical analysis on the hydraulic thrust and dynamic response characteristics of a turbine pump. *Energies*. 2022. Vol. 15, issue 4. P. 1–15.
- Hu J., Su X., Huang X., Wu K., Jin Y., Chen C., Chen X. Hydrodynamic Behavior of a Pump as Turbine under Transient Flow Conditions. *Processes*. 2022. Vol. 10, issue 2. P. 408–424. doi: 10.3390/pr10020408
- Нагорний В. М. *Введення в технічну діагностику машин: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2011. 483 с.
- Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А., Хованський С. О. *Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2015. 151 с.
- Jones C. M., Bosserman B. E., Sanks R. L. *Pumping station design*. Oxford: Elsevier, 2006. 719 p.
- Кухтенков Ю. М. Пристрої та заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатевої гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 74–79.

#### References (transliterated)

- 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
- Li Y., Zhang L., Chen J., Zhang Z., Jia K., Feng K., Wang X. Influence of rotational speed on performance of low specific speed hydraulic turbine in turbine mode. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022, vol. 14, no. 5, pp. 1–13. doi: 10.1177/16878132221100652
- 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, issue 6, pp. 796–799.
- Holubyev S. O., Lebid' O. H., Cherniy D. I. Zasluby kompyuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyval'noyi hidrodynamiky [Computer modelling tools in the field of computational fluid dynamics]. *Matematychnye modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
- Nazarenko S. A. Most important phases of development optimization of complex structure. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, vol. 57, no. 1166, pp. 87–90.
- Amaechi C. V., Wang F., Ye J. Investigation on hydrodynamic characteristics, wave-current interaction and sensitivity analysis of submarine hoses attached to a CALM buoy. *Journal of marine science and engineering*. 2022, vol. 10, no. 120, pp. 87–90. doi: 10.3390/jmse10010120
- Kong L., Cao J., Li X., Zhou X., Hu H., Wang T., Gui S., Lai W., Zhu Z., Wang Z., Liu Y. Numerical analysis on the hydraulic thrust and dynamic response characteristics of a turbine pump. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 4, pp. 1–15.
- Hu J., Su X., Huang X., Wu K., Jin Y., Chen C., Chen X. Hydrodynamic Behavior of a Pump as Turbine under Transient Flow Conditions. *Processes*. 2022, vol. 10, issue 2, pp. 408–424. doi: 10.3390/pr10020408
- Nahorny V. M. *Vvedennya v tekhnichnu diahnostyku mashyn* [Introduction to technical diagnostics of machines]. Sumy, SumDU Publ., 2011. 483 p.
- Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A., Khovans'kyi S. O. *Montazh, ekspluatatsiya ta remont hidromashyn i hidropnevmoприводів* [Installation, operation and repair of hydraulic machines and hydraulic pneumatic drives]. Sumy, SumDU Publ., 2015. 151 p.
- Jones C. M., Bosserman B. E., Sanks R. L. *Pumping station design*. Oxford, Elsevier Publ., 2006. 719 p.
- Kukhtenkov Yu. M. Prystroyi ta zakhody shchodo zmeshennya 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.

Надійшла (received) 21.04.2023

#### 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: [kuhtenkov.um@gmail.com](mailto:kuhtenkov.um@gmail.com)

**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](mailto:nazarenkoserzh7@gmail.com)