

**РЯБОВ А.В.**, нач. гідротурбінної лабораторії,  
**КАТАСОНОВ О.Ю.**, нач. лабораторії №11

СКБ "Турбогідромаш" ВАТ "Турбоатом", м. Харків;

**БОНДАРЕНКО А.В.**, канд. техн. наук, доцент кафедри "Гідравлічні машини",  
**ТРУБАЄВ О.І.**, канд. техн. наук, доцент кафедри "Динаміка та міцність машин",  
**ВОДКА О.О.**, аспірант кафедри "Динаміка та міцність машин",

**УЛЬЯНОВ Ю.М.**, канд. техн. наук, ст. наук. співр. кафедри  
"Динаміка та міцність машин",  
НТУ "Харківській політехнічний інститут", м. Харків,

## РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ТА ПАРАМЕТРІВ ПУЛЬСАЦІЇ РІДИНИ МОДЕЛІ ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

**В**ступ. Модельні дослідження в гідротурбобудуванні зарекомендували себе як надійний метод експериментального визначення або підтвердження техніко-економічних параметрів нових гідротурбін та тих, що знаходяться в експлуатації або на реконструкції [1]. Саме такі дослідження дозволяють підтвердити закладені параметри потужності, коефіцієнта корисної дії, пульсації тиску робочої рідини гідротурбіни. Проте, окрім наведених параметрів, у певній мірі, осторонь залишаються питання визначення вібраційного стану моделі гідроагрегату (ГА), хоча вібраційний стан є одним з факторів, що визначає ресурс ГА в цілому. Тому визначення вібраційного стану елементів конструкції моделі гідроагрегату та параметрів пульсації тиску робочої рідини в ГА під час роботи є важливою актуальною задачею. Саме її вирішення є запорукою адекватного діагностування технічного стану і визначення номінального та залишкового ресурсу гідротурбіни. Також певний інтерес виникає до визначення впливу пульсації робочої рідини гідротурбіни на вібраційний стан її елементів конструкції та розробка математичних моделей, які дозволяють оцінювати вібраційний стан гідротурбіни

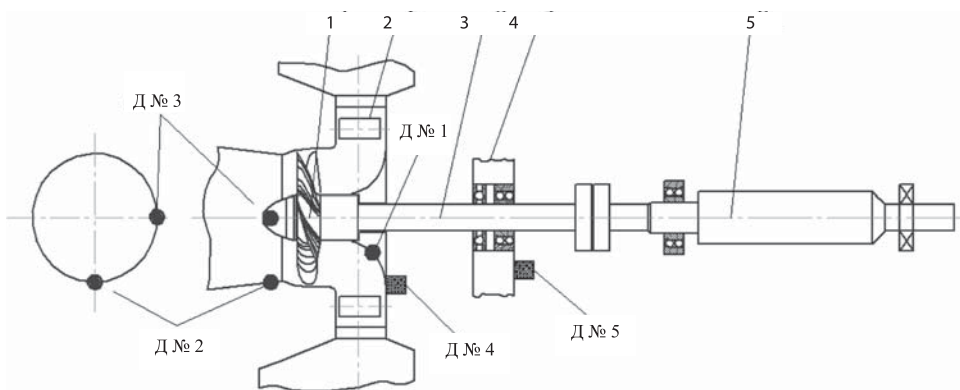
за параметрами пульсації тиску робочої рідини. Незважаючи на те, що між вібраційним станом моделі й натурної гідротурбіни, на відміну від пульсацій тиску, прямого зв'язку не існує, все таки проведення експериментально-розрахункових досліджень дозволить виявити певні закономірності, які притаманні експлуатації натурних ГА.

**Постановка задачі.** Модельні дослідження гідротурбін дозволяють визначити параметри роботи, пульсації тиску та вібрації на різних режимах роботи в лабораторних умовах. Зважаючи на це, у роботі поставлені завдання з визначення впливу пульсації тиску на вібраційний стан ГА та набування математичних моделей, що їх пов'язують. Тому необхідно виконати такі дослідження: провести одночасне експериментальне дослідження параметрів вібрації елементів конструкції гідроагрегату, а також пульсації рідини в проточній частині; виявити залежності амплітуд вібрації та пульсацій тиску від режиму роботи ГА; побудувати геометричні та скінченно-елементні моделі ротора ГА і провести їх експериментальну верифікацію за власними частотами; визначити теоретично вібраційні спектри відклику системи та зіставити їх з експериментальними.

### Описання експериментальної установки та

### методика проведення експерименту.

Усі експериментальні дослідження проводилися на енергетично-кавітаційному стенді "ЕКС-100" ВАТ "Турбоатом", що призначений для випробування моделей поворотно-лопатевих гідротурбін (Рис. 1). Під час проведених досліджень використовувалась штатна контрольно-вимірювальна апаратура



**Рис. 1.** повернутий на 90°) – Схема установки датчиків на стенді ЕКС-100 "Турбоатом": 1 – робоче колесо з лопатками; 2 – лопатки направляючого апарату; 3 – вал гідроагрегату; 4 – хрестовина; 5 – вал балансірної машини; Д № 1, Д № 2, Д № 3 – датчики пульсації тиску; Д № 4, Д № 5 – датчики вібрації.



стенду за допомогою якої визначались параметри роботи модельної турбіни, а також вимірювався тиск та його пульсації у проточній частині. Одночасно з цим на модельній турбіні було встановлено вимірювальний комплекс "Ультра-В-1" (розроблений в Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут"), який призначений для вимірювання віброприскорень на низьких та наднизьких частотах [2] і має дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію.

Датчики тиску мембранного типу були встановлені у рівень зі стінками проточної частини на обтікачі кришки турбіни в середній її частині (датчик № 1), у відсмоктуючій трубці на відстані 0,3 D1 від осі розвороту лопатей (датчики № 2 та № 3 відповідно в напрямку правого берега та нижнього б'єфа). Датчики вібрації встановлювались на кришці модельної турбіни (Д № 4) та хрестовині (Д № 5).

Випробування проводились на пропелерних режимах, інтерес до яких виник через те, що у поворототно-лопатевих гідротурбін вони можуть виникати під час пуску та зупинки гідроагрегату або при порушенні комбінаторного зв'язку між лопатками направляючого апарата та лопатями робочого колеса з інших причин.

**Побудова математичної моделі ротора.** Одним із поширених методів математичного моделювання конструкцій є метод скінчених елементів (МСЕ) [3]. Відповідно до МСЕ, необхідно побудувати геометричну модель досліджуваної конструкції, розбити її на скінченні елементи (СЕ). Для побудови геометричної моделі ротора гідротурбіни (Рис. 4) були використані креслення модельної установки. Зважаючи на те, що конструкція ротора ГА є складною, то для полегшення процедури побудови СЕ моделі у його геометрії були зроблені певні спрощення: опущені всі болтові з'єднання; складні елементи балансирувальної машини були відтворені як такі, що еквівалентні за моментом інерції та масою. Верифікація побудованої геометричної моделі була проведена за інерційно-масовими характеристиками деталей. Прийнятним вважалося відхилення 5 % від значень наведених у конструкторській документації за моментом інерції та масою деталей.

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

Рівняння вільних коливань ротора гідротурбіни у матричній формі, відповідно до МСЕ, може бути записано у вигляді:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0, \quad (1)$$

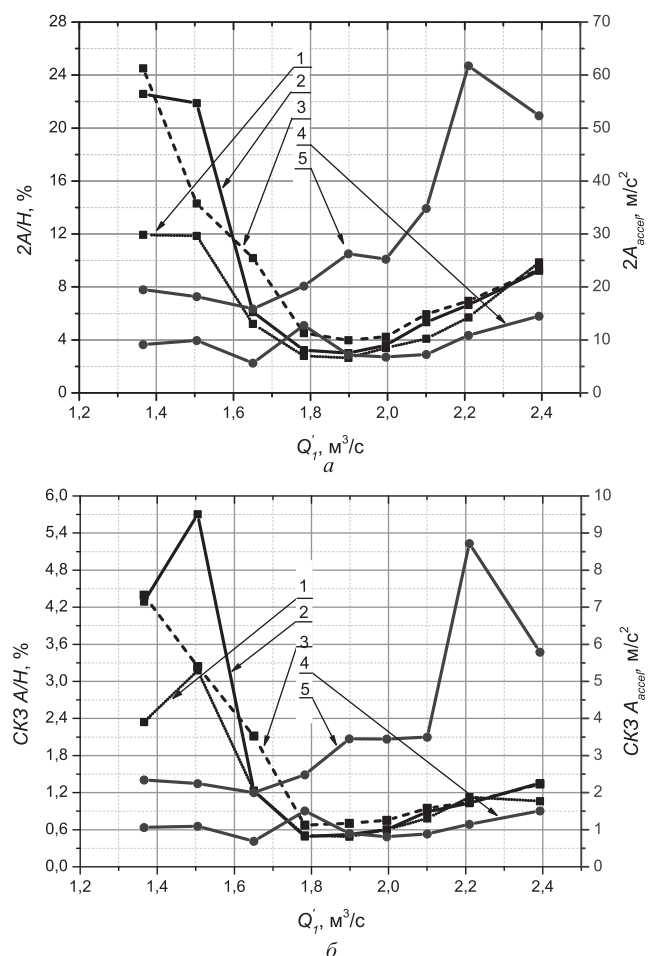
де  $[M]$  – матриця мас,  $[K]$  – матриця жорсткості,  $\{q\}$  – вектор вузлових переміщень. Часткове рішення рівняння (1) відшукується у вигляді:

$$\{q\} = \{A\} \sin(pt + \varphi), \quad (2)$$

де  $\{A\}$  – вектор вузлових амплітуд;  $p$  – власна частота,  $\varphi$  – початкова фаза,  $t$  – час. Підставляючи (2) в (1) отримуємо рівняння форм власних коливань:

$$([K] - p^2[M])\{A\} = 0. \quad (3)$$

**Результати розрахунково-експериментальних досліджень.** У ході роботи було проведено визначення амплітуд вібрацій та пульсацій тиску та їх середньоквадратичних значень, з огляду на їх більшу стійкість до випадкових викидів, на різних режимах роботи. Результати вимірювання були представлені у вигляді пульсаційно-вібраційної характеристики (Рис. 2). З аналізу наведеної характеристики можна зробити висновок, що криві пульсацій тиску мають традиційну форму - мінімальний рівень 2–3 % (подвійні амплітуди пульсації статичного напору в точках установки датчиків віднесені до напору випробувань у відсотках) відповідає оптимальним витратам; зростання рівня пульсацій спостерігається при порушенні комбінаторного зв'язку між кутом установки лопатей та відкриттям направляючого апарата при пе-



**Рис. 2.** Пульсаційно-вібраційна характеристика модельної гідротурбіни ПЛ-20 на пропелерному режимі (кут установки лопатей  $\varphi = +10^\circ$ , приведені оберти  $n_r' = 130$  об/хв.); а – за амплітудними значеннями; б – за середньоквадратичними значеннями. 1–3 – дані з датчиків тиску Д № 1 – Д № 3 відповідно; 4–5 – дані з датчиків віброприскорень Д № 4 – Д № 5 відповідно у напрямку валу ГА

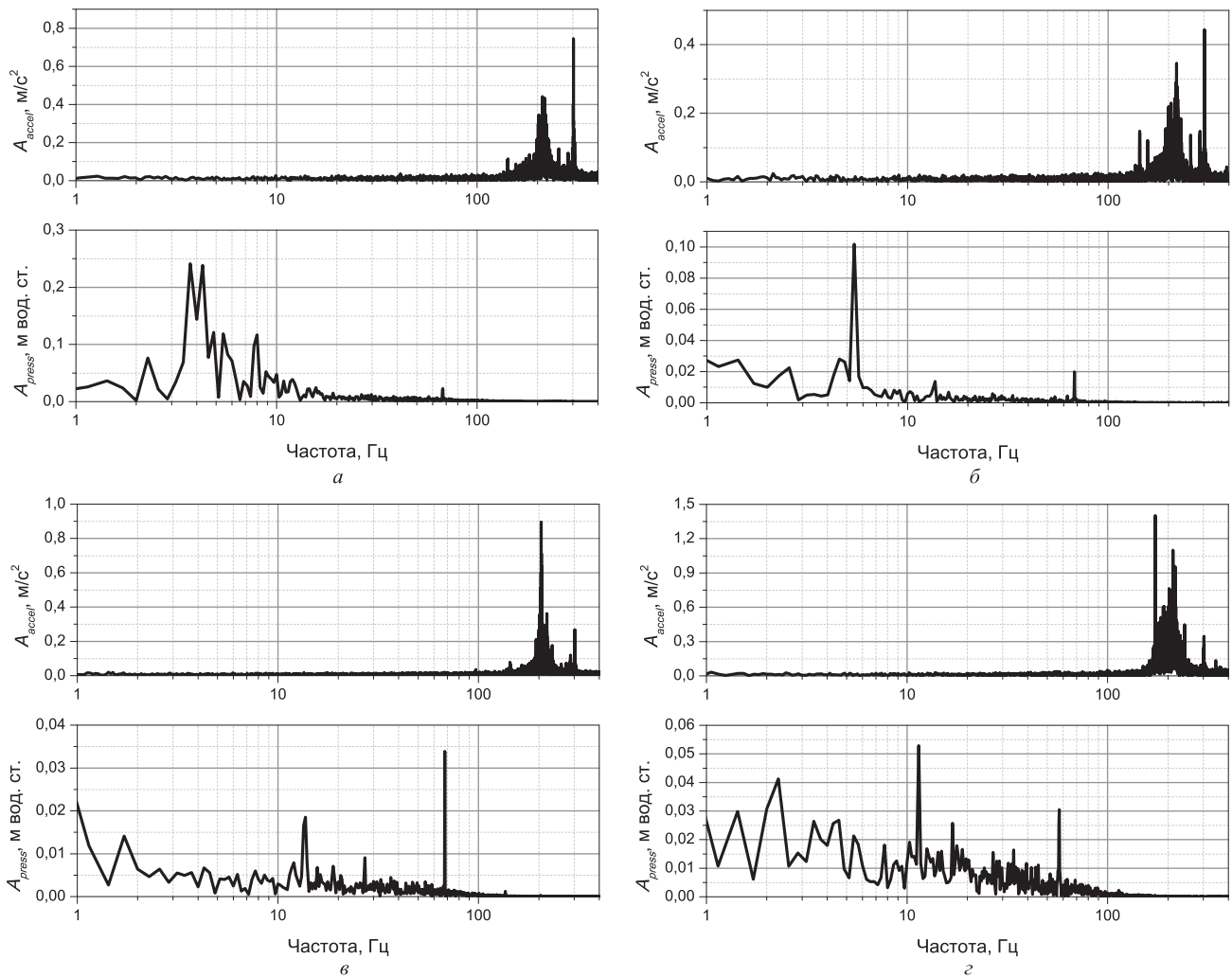


Рис. 3. Спектри віброприскорень ( $A_{accel}$ ) та пульсацій тиску ( $A_{press}$ ) на різних режимах роботи ГА (згідно з Табл. 1)

реході до менших або більших витрат робочої рідини. Останнє пояснюється тим, що при зменшенні витрат у пропелерному режимі за робочим колесом виникає вихровий джгут, який обертається в тому ж напрямку, що й робоче колесо, а при збільшенні витрат виникає вихровий джгут, який обертається в протилежному напрямку. В лівій частині характеристики джгут обертається з частотою меншою за частоту обертання робочого колеса, приблизно в 2,6 разів. В правій частині характеристики джгут обертається з частотою близькою до частоти обертання робочого колеса, і навіть більшою, в протилежному напрямку. Ці обставини свідчать про те, що, з урахуванням ефекту Доплера, робоче колесо збуджується вихровим джгутом на різних режимах з різними частотами. В лівій частині пульсаційної характеристики частота збудження дорівнює різниці частот обертання джгута й робочого колеса, в правій – сумі.

Таблиця 1. Параметри роботи ГА

№	$a_0$ , мм	$H_m$ , м	$n$ , об/хв	$Q_l$ , м <sup>3</sup> /с	Поз. на рис. 3
1	22,5	8,181	807,4	1,365	а
2	27,5	8,293	815,2	1,650	б
3	35,0	8,302	816,1	1,997	в
4	42,5	5,941	687,0	2,392	г

Вібраційна характеристика досліджуваної модельної гідротурбіни має зростаючий вигляд. Так, з Рис. 2 добре видно, що збільшення амплітуд вібрацій пов'язано зі збільшенням витрати. Також слід зазначити, що високий рівень амплітуд пульсації тиску на режимах з низькими витратами не спричиняє збільшення амплітуд вібрацій.

На Рис. 3 наведені фрагменти спектрів вібрації (на хрестовині у напрямку валу) та пульсації тиску (датчика № 2). В Табл. 1 представлені величини відкриття направляючого апарата, напору випробувань, частоти обертання робочого колеса модельної гідротурбіни та приведених витрат для розглянутих режимів. З розгляду спектрів пульсацій тиску на всіх режимах випливає, що всіма датчиками зареєстровані пульсації з обертовою частотою  $f_{o6} = n/60$  Гц та лопатевою частотою, яка дорівнює добутку обертової частоти робочого колеса і кількості його лопатей  $f_l = n \cdot z_1/60$  Гц ( $n$  – частота обертання, об/хв.). Однак, під кришкою турбіни доля лопатевих пульсацій значно менша, ніж джгутових та обертових, а за робочим колесом лопатеві пульсації тиску є найбільш вираженими. На спектрах вібрації навпаки, зазначені частоти не проявляються, а частоти, що були зареєстровані, не пов'язані з



Таблиця 2. Частоти власних коливань ротора ГА

№	Частота, Гц		Похибка, %	Характер	Поз. на Рис. 5
	МСЕ	Експеримент			
1	137,2	–	–	крутильна	<i>a</i>
2	264,3	262,7	+0,6	згинна генератора	<i>б</i>
3	312,6	–	–	крутильна	<i>в</i>
4	316,5	307,5	+2,8	згинна	<i>г</i>
5	354,5	367,1	-3,5	згинна робочого колеса	<i>д</i>

частотою обертання, поряд з цим режим роботи впливає лише на їх абсолютні значення та співвідношення їх амплітуд. На цій підставі можна зробити припущення, що ротор гідротурбіни збуджується навантаженням типу "білий шум", а наявні в спектрі частоти є власними частотами конструкції.

За допомогою створеної СЕ-моделі було проведено розрахунок форм (Рис. 5) і частот (Табл. 2) власних коливань ротора гідротурбіни. Граничні умови, що були накладені на модель зображені на Рис. 4, та відповідають встановленим радіальним та радіально-упорним підшипникам.

З метою підтвердження отриманих результатів були проведені експериментальні дослідження частот вільних коливань ротора гідротурбіни. Для вимірювання та запису процесу коливань використовувався комплекс Ультра-В-І. Дослідження проводились за наступною методикою. На вал встановлювався трьохосьовий емнісний датчик, що є складовою частиною вимірювального комплексу. Далі по валу проводився удар, внаслідок якого у валу збуджувалися вільні коливання. Ці коливання фіксувалися за допомогою датчика. Типова реалізація коливань у наслідок удару показана на Рис. 6, *a*. На основі цієї реалізації була дана оцінка величині логарифмічного декременту затухання, як логарифма відношення двох амплітуд коливань (4). Визначення декременту коливань було проведено для двох ситуацій: робоча камера ГА заповнена та незаповнена рідиною. Для стану, коли робоче колесо знаходиться у повітрі  $\delta_{\text{пов}} = 0,46$ , а у воді  $\delta_{\text{вод}} = 0,58$ . Відповідно до теорії коливань механічних

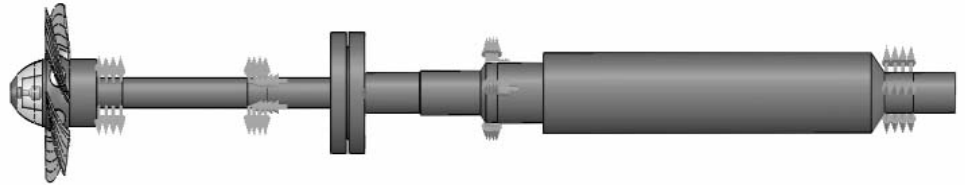


Рис. 4. Геометрична модель ротора ГА та граничні умови

систем [4], огинаюча амплітуди може бути записана у вигляді (5). Спектр таких коливань показаний на Рис. 6, *б*, а для порівняння з теоретичними значеннями, на рисунку також показані частоти власних коливань (Табл. 2).

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left( \frac{a(t)}{a(t+nT)} \right), \quad (4)$$

$$a(t) = a \exp(-\delta p_1 t / (2\pi)), \quad (5)$$

Порівнюючи результати чисельних і експериментальних досліджень динамічного відгуку, слід відзначити, що вони достатньо гарно збігаються. Викиди процесу коливань по відношенню до теоре-

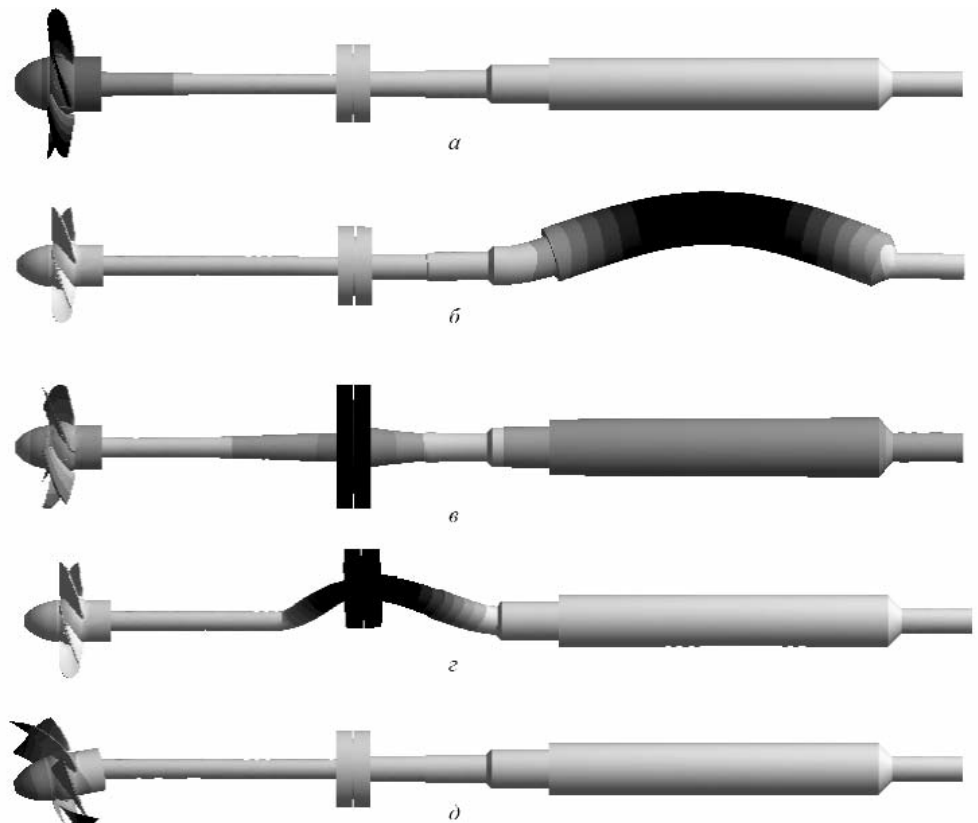


Рис. 5. Форми власних коливань ротора ГА



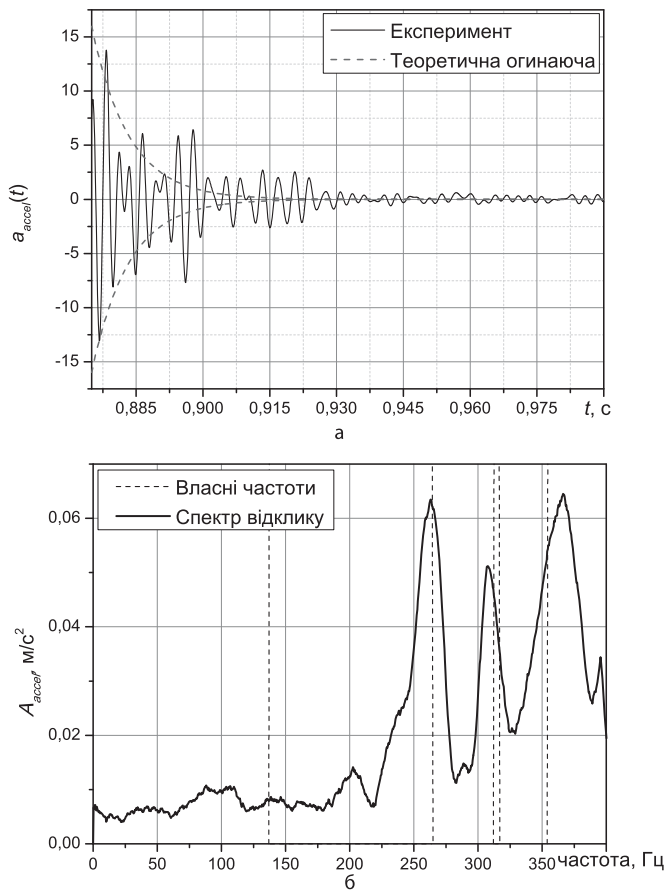


Рис. 6. Відгук системи на ударне збудження: а – реалізація процесу коливань та теоретична огинаюча; б – спектр реалізації процесу коливань та власні частоти системи за МСЕ

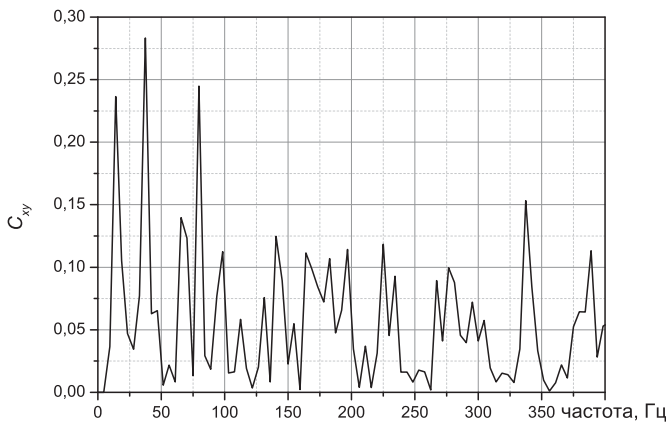


Рис. 7. Взаємна спектральна густина пульсацій та вібрацій.

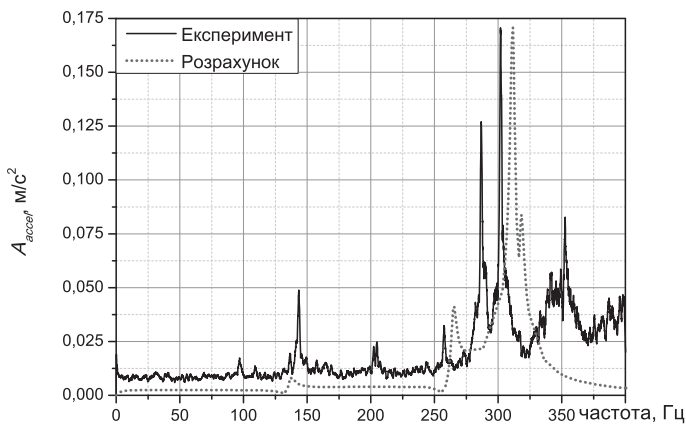


Рис. 8. Теоретичний та експериментальний спектри відгуку ротору.

тично очікуваних значень можуть бути пояснені тим, що зареєстрований сигнал є полігармонічним, проте (5) дає оцінку для моногармонічного процесу. При порівнянні спектру відклику і власних частот системи, слід відзначити відсутність на експериментальному спектрі піку поблизу власної частоти 137,2 Гц. Це пояснюється тим, що крутильна форма коливань не збуджується внаслідок удару по валу.

Для підтвердження гіпотези про те, що пульсації рідини майже не відображаються на вібраційній картині всього ГА, а рух рідини діє на систему як білий шум, було проведено визначення взаємної спектральної густини  $C_{xy}(\omega)$  (6–8), а її графік наведено на Рис. 7. Спектральна густина  $S_{xy}(\omega)$  виражається як Фур'є перетворення відповідної кореляційної функції  $R_{xy}(\omega)$  (7). Наявність яскраво виражених піків взаємної спектральної густини виявило б частоти, які присутні як у спектрі пульсацій, так і в спектрі вібрації. Як видно з рисунку, взаємна спектральна густина не має яскраво виражених піків, що підтверджує припущення про незалежність пульсаційного та вібраційного процесів. Однак, наявність піків в діапазоні  $0 \div 100$  Гц може бути пояснена вібрацією та пульсацією з обертовими та кратними до них частотами, які виникають незалежно та з різних причин.

$$C_{xy}(\omega) = \frac{|S_{xy}(\omega)|^2}{S_{xx}(\omega)S_{yy}(\omega)}, \quad (6)$$

$$S_{xy}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \sum_{n=-M}^M R_{xy}(n) e^{-j\omega n}, \quad (7)$$

$$R_{xy}(n) = \sum_{m=-M}^M a_{press}[m] a_{accel}[n+m], \quad (8)$$

Таким чином, приймаючи припущення про те, що на ротор з боку рідини діє навантаження типу білий шум, то відповіддю системи на таке навантаження буде її амплітудно-частотна характеристика (АЧХ).

Використовуючи розроблену СЕ-модель ротора ГА було проведено розрахунок його АЧХ (Рис. 8). При цьому була використана Релеєвська модель тертя (матриця демпфування пропорційна матриці мас), як така, параметри якої ( $\alpha$ ) можна визначити через вже відомий логарифмічний декремент затухання (9). Порівнюючи отриману АЧХ з експериментально отриманим спектром відповіді, можна побачити, що майже всі піки експериментального спектру зміщені вліво відносно розрахункових. Цей факт може бути пояснений впливом приєднаної маси води, що знижує власні частоти конструкції. Піки що присутні на експериментальному спектрі, але відсутні на теоретичному, вірогідно, пов'язані з частинами установки, що не моделювалися.

$$\alpha = \delta p_1 / (2\pi), \quad (9)$$

**Висновки.** У роботі проведено розрахунково-експериментальне дослідження вібраційного стану та



параметрів пульсації тиску моделі поворотно-лопа-тевої гідротурбіни. Експериментально були визна-чені логарифмічні декременти коливань, що можуть бути використані при розрахунку реальних ГА.

Отримана вібраційно-пульсаційна характе-ристика модельної турбіни. Також побудовані СЕ-мо-дель ротора модельного ГА, за допомогою якої бу-ло визначено теоретичний спектр відклику систе-ми. Припущення про навантаження механічної си-стеми типу "білий шум" може бути прийнятим, од-нак, в залежності від режиму роботи та характери-стик джгутів, що утворюються в робочій камері, білий шум може перетворюватись на забарвлені або інші шумоподібні процеси, характеристики яких потребують подальшого вивчення.

**ЛІТЕРАТУРА.**

1. Аносов Ф.В., Белобородов А.В., Гуцин М.В. и др. Модельные исследования гидротурбин /Под ред. В.М. Малышева. – Л. : Машиностроение, 1971. – 288 с.
2. Водка А.А., Трубаев А.И., Ульянов Ю.Н. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора //Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ: 2012. – № 9 (180). Ч.1. – С. 140–147.
3. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике / О.К. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 420 с.
4. Бабаков И.М. Теория колебаний / Иван Михайлович Бабаков. – М. : Дрофа, 2004. – 591 с.

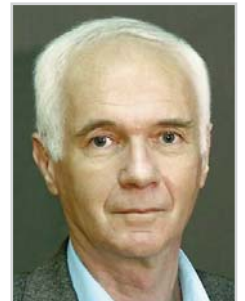
© Рябов А.В., Катасонов О.Ю., Бондаренко А.В., Трубаев О.І. Водка О.О., Ульянов Ю.М., 2013



УДК 626/627

ЛАНДАУ Ю.А., док. техн. наук, зам. технического директора  
ПАО "Укргідропроєкт", г. Харьков

## НАРОДНО-ХОЗЯЙСТВЕННОЕ ЗНАЧЕНИЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ГЭС ДНЕПРОВСКОГО КАСКАДА



**1.** Состав гидротехнических сооруже-ний ГЭС Днепроовского каскада. Дне-провский каскад включает шесть ГЭС с водохранилищами (Рис. 1), параметры которых приведены в Табл. 1.

Мощность ГЭС каскада 3,67 млн. кВт, средне-многoletняя выработка електроенергии 9,3 млрд. кВт-ч, полезная емкость водохранилищ 18,4 км<sup>3</sup>.

5 ГЭС каскада – низконапорные с максима-льными напорами от 11,1 м (Каневская ГЭС) до 17,7 м (Кременчугская ГЭС), ДнепроГЭС – среднена-порная с максимальным напором 38,2 м.

В состав пяти низконапорных ГЭС входят зда-ния ГЭС, водосливные плотины, шлюзы, в основа-нии которых залегают мягкие грунты (на Кремен-чугской и Днепродзержинской – скальные и полу-скальные), земляные плотины и дамбы общей дли-ной 79 км (в том числе самые длинные на Киевской

40,9 км), выполненные в основ-ном из песчаных грунтов с креплением верхового откоса железобетонными плитами, каменной на-броской. Сооружения эксплуатируются от 40 лет (Каневская ГЭС) до 56 лет (Каховская ГЭС).

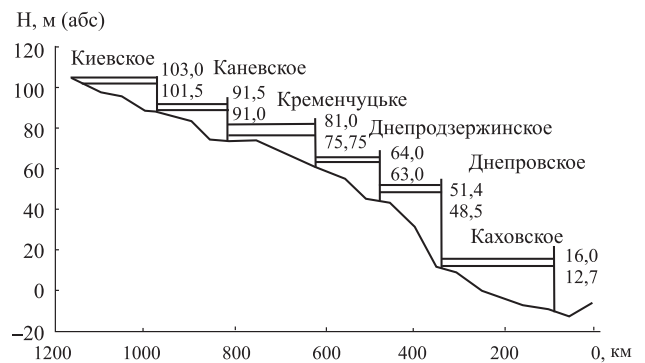


Рис. 1. Продольный профиль Днепра и водохранилищ Днепроовского каскада (цифрами показаны нормальный подпорный уровень и уровень мертвого объема)

Таблица 1. Основные характеристики водохранилищ и ГЭС Днепроовского каскада

Наименование ГЭС и водохранилища	Год заполнения	Мощность ГЭС, МВт	Объем, км <sup>3</sup>		Площадь зеркала, км <sup>2</sup>	Протяженность, км	Глубина, м	
			полный	полезный			макси-мальная	Средняя
Киевское	1965	361	3,73	1,17	922	110	19,5	4
Каневское	1972	444	2,62	0,30	675	123	21,0	3,9
Кременчугское	1961	625	13,5	9,0	2250	149	20,0	6,0
Днепродзержинское	1964	352	2,45	0,27	576	114	16,0	4,3
Днепроовское (ДнепроГЭС I, II)	1933 1980	1538	3,3	0,83	410	129	53,0	8,0
Каховское	1956	351	18,2	6,8	2150	230	24,0	8,5
<b>Всего:</b>		<b>3671</b>	<b>43,81</b>	<b>18,37</b>	<b>6983</b>	<b>855</b>		