



ОСОБЛИВОСТІ ВИМІРЮВАННЯ РАДІАЛЬНОГО БИТТЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ВАЛА ГІДРОАГРЕГАТУ

Наведено особливості вимірювання радіального биття циліндричних поверхонь валів потужних гідрогенераторів. Проаналізовано застосування сучасних міжнародних стандартів при розробці нових та модернізації існуючих вимірювачів биття. Зроблено огляд та порівняння характеристик найбільш застосовуваних на даний час приладів для вимірювання биття.

К л ю ч о в і с л о в а: гідрогенератор, циліндричні поверхні вала, биття, вимірювання, сенсори.

Швидке зростання в Україні долі генераторного обладнання ГЕС та ГАЕС, яке виробило вказаний в нормативних документах строк служби, зниження темпів вводу нового обладнання, все зростаючі вимоги до економічності та надійності його експлуатації, створюють проблему підвищення якості систем контролю та діагностики. Одним із головних шляхів підвищення якості систем є удосконалення існуючих та розробка нових вимірювачів контрольно-діагностичних параметрів та організація їхнього промислового виробництва.

Удосконалення вимірювачів в першу чергу зводиться до поліпшення їхніх технічних характеристик, особливо точності, роздільної здатності та надійності, а також до широкого використання комп'ютерної техніки.

Як відомо, одним із параметрів гідроагрегатів, який необхідно контролювати як при періодичних обстеженнях, так і під час експлуатації, є радіальне биття циліндричних поверхонь вала. В роботах [1–5] в свій час було відображено особливості вимірювання биття потужних генераторів, а також існуючі на той час методи і засоби його вимірювання. Але на даний час виникла потреба в детальному ознайомленні з міжнародними стандартами оцінювання стану агрегатів гідроелектростанцій за результатами вимірювання вібрації на обертових валах [6–8]. Існує також потреба довести до спеціалістів інформацію про створені нові засоби вимірювання биття.

Зауважимо, що загальноприйнятий в вітчизняній технічній літературі термін «радіальне биття циліндричних поверхонь валів» в

стандартах використовується як термін «vibration on rotating shafts» — вібрація на обертових валах.

Висвітленню зазначеної інформації і призначена дана стаття.

Биття вала гідроагрегату спричиняється наступними дефектами: механічними дисбалансами ротора генератора і робочого колеса турбіни; спотворенням форм ротора і статора; гідравлічним дисбалансом робочого колеса турбіни; перекосом і спотворенням лінії вала всього гідроагрегату; неперпендикулярністю опорного диска під'ятника і вала; зсувом сегментів під'ятника і підшипників відносно нормального положення; мікронерівностями опорного диска під'ятника і шийок валів в напрямних підшипниках [1–4, 6–9].

Одночасне вимірювання вібрації та биття вала в декількох режимах дозволяє оцінити сили, які викликають підвищення вібрації машини, — механічні, гідравлічні або електричні [6, 7, 9].

Характерною ознакою наявності механічних збуджуючих сил є наявність вібрації після закриття направляючого апарата під час при зупинки агрегату.

Характерною ознакою наявності гідравлічних збуджуючих сил є зникнення або значне зниження вібрації при переході гідроагрегату в режим синхронного компенсатора зі звільненням від

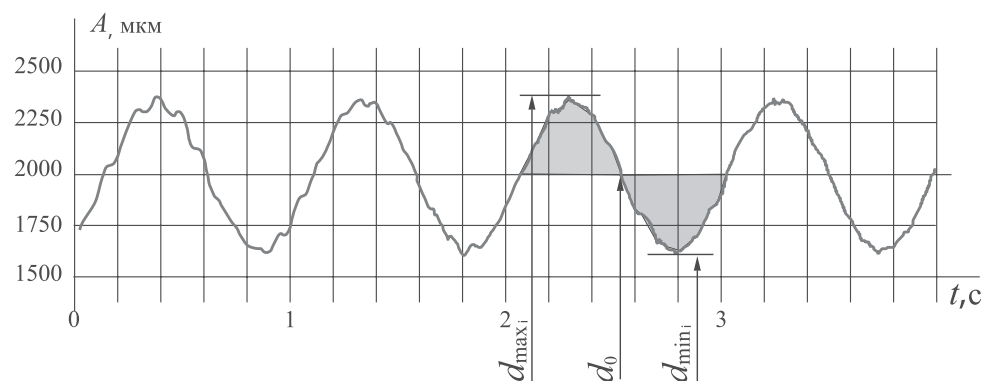


Рис. 1.

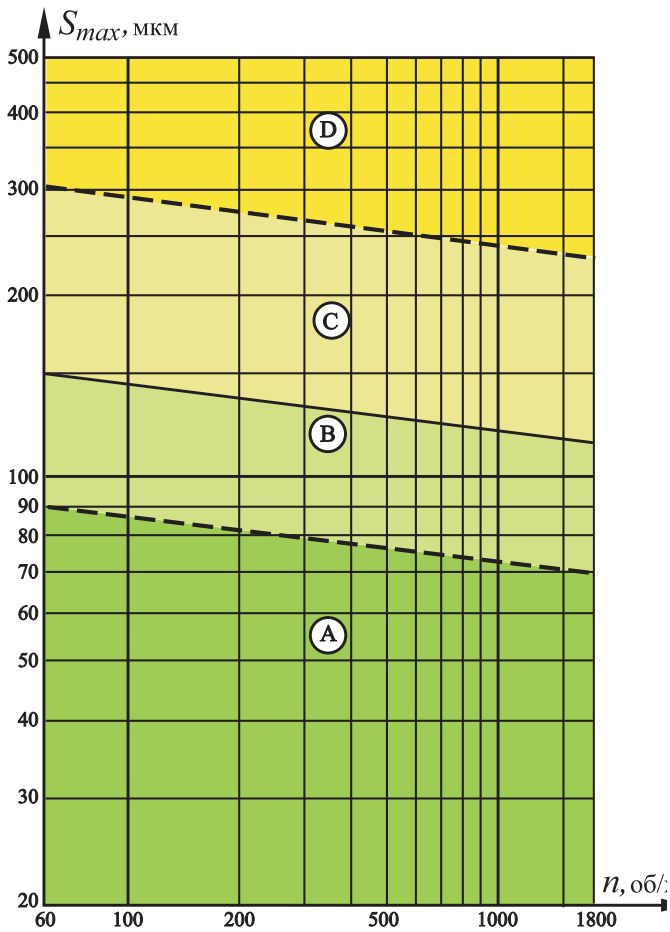


Рис. 2.

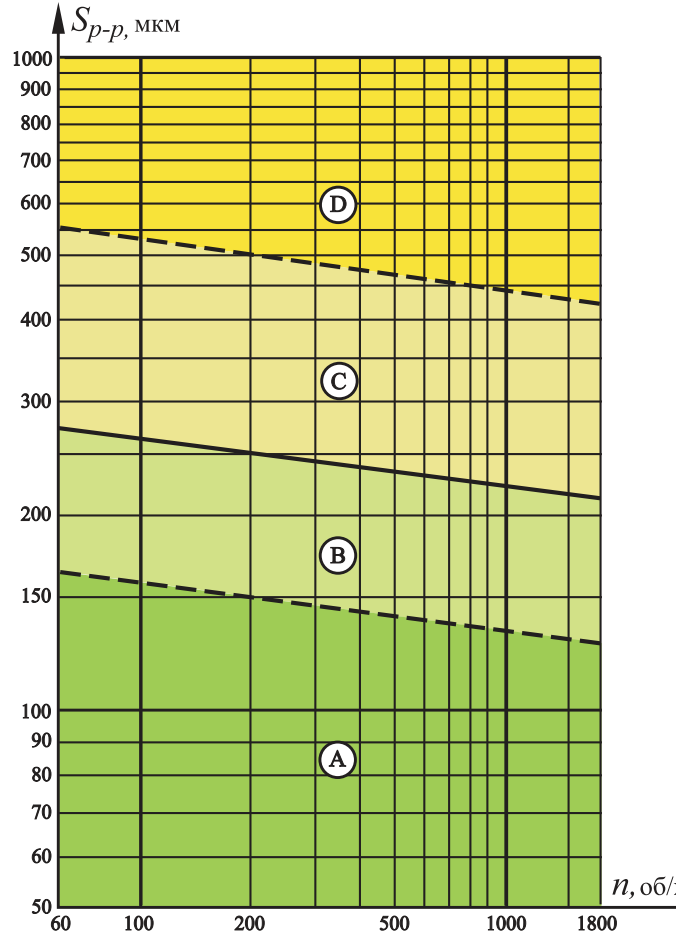


Рис. 3.

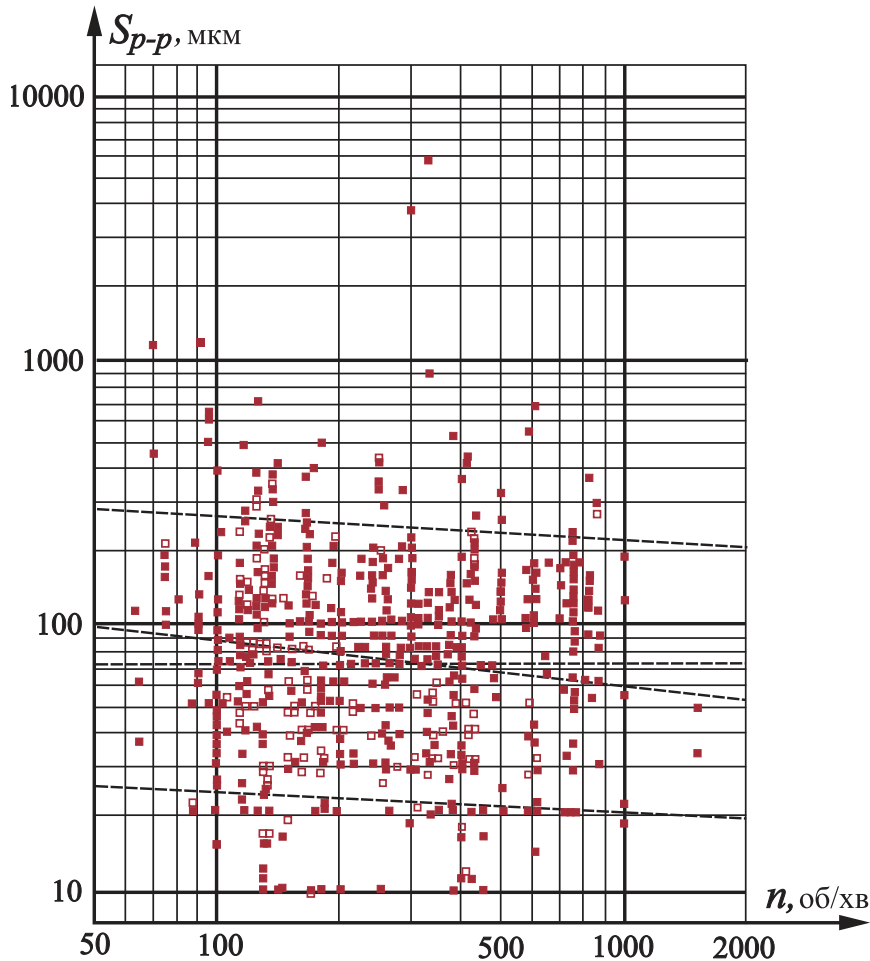


Рис. 4.

води камери робочого колеса турбіни.

Характерною ознакою наявності електромагнітних збуджуючих сил є збільшення вібрації при подачі збудження під час холостого ходу агрегату [9].

Порівняння виміряного значення биття з номінальним значенням дозволяє обчислити, наскільки поточне значення відхиляється від номінального, характерного для даного типу обладнання.

Порівняння виміряного значення биття із значеннями, отриманими в попередні обстеження, дозволяє простежити тренд його зміни. А це, в свою чергу, може бути використано не тільки для визначення технічного стану, а й для визначення дефектів обладнання.

Порівняння виміряного значення биття з гранично допустимим значенням дозволяє визначити обладнання (елементи і окремі вузли), експлуатація яких недопу-



стима. Таке порівняння необхідно проводити не тільки при періодичних обстеженнях, воно повинно здійснюватися безперервно в режимі реального часу [9].

При автоматичних вимірюваннях биття зазвичай застосовуються безконтактні сенсори відстаней (струмовихрові, ємнісні, індуктивні) [1]. При застосуванні цих сенсорів вимірюється відстань між торцевою поверхнею сенсора та поверхнею контролюваного вала. Зазначена відстань змінюється у часі за складним законом (Рис. 1), і ця зміна відбувається в залежності від оборотної частоти вала і кратних їй гармонік [4, 9]. Якщо сенсор встановлений на деякій відстані d_0 від поверхні вала, то величина биття Δd за один i -й період визначається як різниця між найбільшою $d_{\max i}$ та найменшою $d_{\min i}$ відстанню

$$\Delta d = d_{\max i} - d_{\min i} . \quad (1)$$

У спеціальних пристроях величина вимірної відстані перетворюється в електричний сигнал, їй пропорційний. В подальшому виділяється необхідний спектр сигналу обертової частоти і її гармонійних складових за допомогою засобів попереднього перетворення і фільтрації аналогового сигналу [4, 9].

Сигнал напруги биття вала гідроагрегату можна подати у вигляді модульованого сигналу $U_M(t)$, що визначається виразом [9]:

$$U_M(t) = U_G(t) \cos(\omega_0 t + \varphi_0), \quad (2)$$

де $U_G(t)$ – сума гармонійних складових.

У сигналі $U_G(t)$ присутні наступні гармоніки: основна гармоніка $f_{об} = 50/p$, яка відповідає обертовій частоті, де p – число пар полюсів ротора гідрогенератора; гармоніка $f_{лон} = n f_{об}$, яка визначається числом лопатей гідротурбіни, де n – число лопатей; гармоніки кратні обертовій частоті, які вносять додаткове спотворення сигналу.

Точний розрахунок амплітуд і фаз гармонічних складових необхідний для побудови достовірних характеристик зміни биття вала в часі. Якщо при цьому розглядати кожен сенсор окремо, то ми будемо мати неповну картину стану гідроагрегату. Для вирішення цієї проблеми необхідно приводити гармонійні складові всіх сенсорів, які встановлені на валу, до одного моменту часу, тобто визначати початкові фази кожної гармоніки. Це дозволяє здійснювати більш чітке діагностування стану гідроагрегату.

Для аналізу вібраційного стану гідроагрегату може бути використано спектральне подання сигналу биття, а саме його амплітудний спектр [9]. При цьому для отримання спектральної характе-

ристики сигналу биття використовуються різні математичні алгоритми. Як метод обчислення спектру сигналу биття при реалізації алгоритму обчислень амплітуд і початкових фаз гармонічних складових, доцільно використовувати дискретне перетворення Фур'є [10].

Обчислення амплітуд і фазових зрушень гармонійних складових биття вала може бути виконано за наступним алгоритмом [9].

1. Розрахунок сигналів биття вала на заздалегідь заданому інтервалі часу $[0; T_{розр}]$, $[T_{розр} > 2T_{об}]$.

2. Розкладання кожного з розрахованих сигналів биття в ряд Фур'є на інтервалі $[T_{розр} - T_{об}; T_{розр}]$.

2.1. Визначення амплітуд гармонійних складових сигналу биття.

2.2. Визначення фаз гармонічних складових сигналу биття.

3. Додаток до фаз гармонічних складових відповідних фаз запізнювання. Записування даних. Перехід до пункту 1.

Стандарти [6, 7] дають рекомендації щодо застосування критеріїв оцінки вібрації вала гідроагрегатів електростанцій, які вимірюються на підшипниках або поблизу них при нормальних робочих умовах. Український стандарт ДСТУ ISO 7919-5:2014 [7] є перекладом міжнародного стандарту ISO 7919-5:2005 [6]. Ці рекомендації застосовуються до машин, які мають: швидкість обертання від 60 об/хв. до 1800 об/хв.; підшипники ковзання; потужність щонайменше 1 МВт. При цьому положення лінії вала може бути вертикальним, горизонтальним або під довільним кутом між ними.

Згідно [6, 7] відносна вібрація вала, виміряна на підшипниках або поруч з ними, повинна оцінюватися на основі двох критеріїв.

Критерій 1: Для забезпечення надійної і безпечної роботи машини в нормальних умовах необхідно, щоб величина вібрації вала залишалася нижчою певних меж, наприклад, у відповідності до допустимих кінетичних навантажень. Як правило, цей критерій повинен братися за основу для оцінки машин при відсутності будь-яких інших встановлених знань про задовільні експлуатаційні характеристики для машин цього типу (наприклад, для нових типів машин).

Критерій 2: Зміни величини вібрації щодо еталонного значення також не повинні перевищувати певних меж, через те, що ці зміни, можуть вказувати на початкове пошкодження машини або деякі інші порушення.

Згідно критерію 1 рекомендовані допустимі значення величини вібрації для сталого режиму

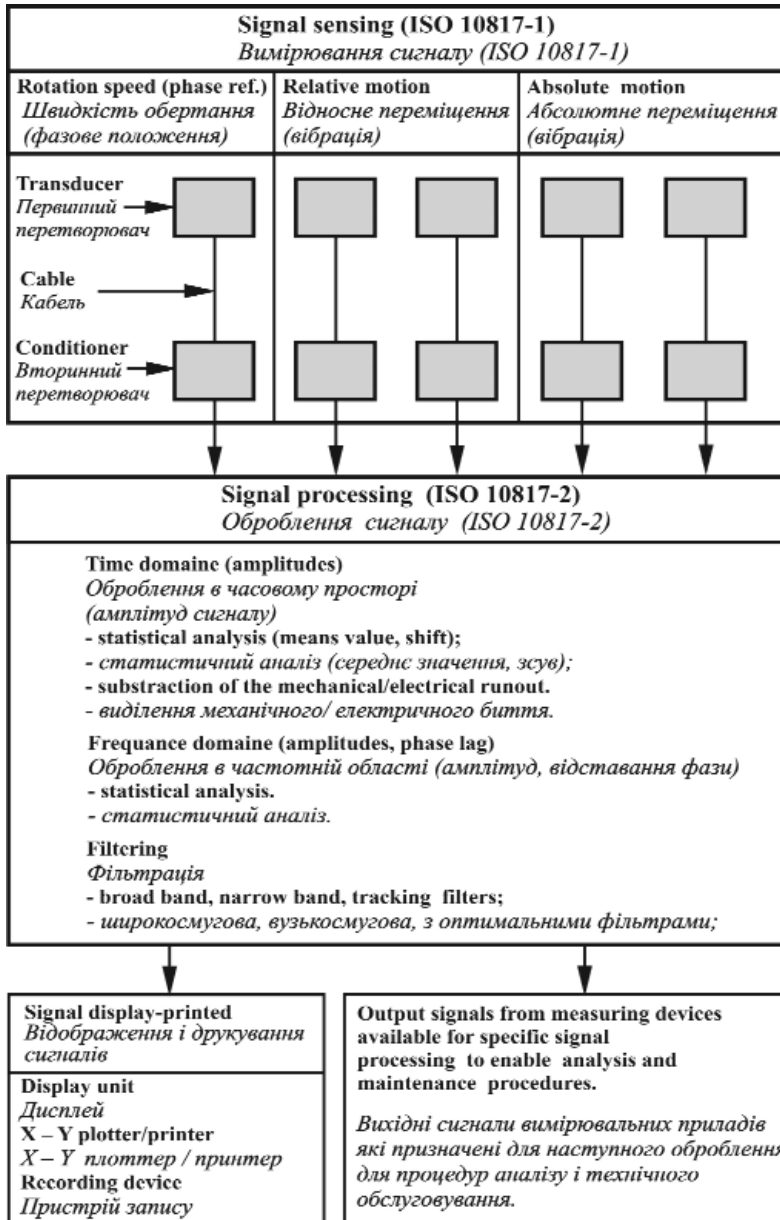


Рис. 5

роботи при номінальній швидкості обертання вала гідрогенератора наведені на Рис. 2 і 3: S_{max} – максимальні відхилення величини вібрації, Рис. 2, S_{p-p} – максимальний розмах вібрації (биття) Рис. 3. Значення величин вібрації, показані на Рис. 2 і 3 базуються на статистичному аналізі понад 900 наборів даних для машин різних типів, зібраних в 11 країнах по всьому світу. Зібрані для аналізу дані S_{p-p} показані на Рис. 4. Вимірювання проводились на машинах, які довгий час працювали без проблем в нормальному режимі. Проведений аналіз був використаний для встановлення границі між двома основними діапазонами А-В і С-Д.

Основний діапазон А-В: Машини з величинами вібрації в цьому основному діапазоні вважаються прийнятними для необмеженої тривалої експлуатації.

Основний діапазон С-Д: Параметри вібрації машини цього основного діапазону мають високі значення. Через це в кожному випадку необхідно перевіряти, чи є виміряні значення допустимими для тривалої безперервної роботи з урахуванням конкретної конструкції і умов експлуатації. У всіх випадках слід проводити оцінку, порівнюючи відносну вібрацію вала щодо діаметрального зазору підшипника і товщини масляної плівки.

Усередині двох основних діапазонів А-В і С-Д границі А / В і С / D зберігаються для позначення різних статистично обґрунтованих ступенів небезпеки.

Діапазон А: Гідроагрегати з величинами вібрації в межах цього діапазону (нижче границі А / В) в поєднанні з низькими ексцентриситетами вала найімовірніше будуть мати дуже малу масу, малі гідравлічний і електромагнітний дисбаланс, високу якість балансування, необхідну круглість цапфи і експлуатуються в хороших умовах. Пунктирна границя між діапазонами А і В є 50% кумулятивним розподілом ймовірностей в базі даних.

Діапазон D: Машини з величинами вібрації в межах цього діапазону (вище границі С/Д) зазвичай відключаються для огляду і ремонту, оскільки вважається, що ці значення вібрації являють достатню небезпеку і можуть призвести до аварії машини. Пунктирна границя між діапазонами С і D є 98% сукупного розподілу ймовірностей в базі даних.

Числові значення границь діапазонів, не призначені для використання в якості приймальних характеристик, які підлягають узгодженню між виробником гідроагрегату і споживачем. Проте, ці значення служать керівництвом для забезпечення того, щоб уникнути грубих недоліків машин або нереалістичних вимог до них.

Величини вібрації для модернізованих гідроагрегатів з підвищеною потужністю можуть бути розташовані в діапазоні А або В. Вибір діапазону А або В залежить, однак, від нових режимів збудження та співвідношенням між новими і повторно використаними компонентами машини, щоб витримати довгострокову динамічну експлуатацію.

Стандарт [8] встановлює вимоги до пристроїв (первинних перетворювачів параметрів вібрації і пристроїв узгодження) вимірювання радіальної



Таблиця 1.

№ п/п	Фірма	Модель	Принцип дії	Діапазон, мм	Похибка, %	Вихідний сигнал	Довжина кабелю, м	Необхідність калібрування	Чутливість до намагнічення вала
1	Bently Nevada (США)	3300XL 8 mm Probe	Струмовихровий	0,25 ÷ 2,3	± 2,5	0 ÷ 24 В	5 ÷ 9	Так	Так
2		3300XL 11 mm Probe		0,5 ÷ 4,6	- 4 ÷ + 6	0 ÷ 20 В	8	Так	Так
3	Vibro-System (Канада)	PCS-302	Ємнісний	0,3 ÷ 2,3	± 1,25 F.S.R	4 ÷ 20mA	300	Ні	Ні
4		PCS-202SB		0,3 ÷ 2,3	± 1 (30%) ± 3 (70%) ± 6 (100%)	4 ÷ 20mA	6	Ні	Ні
5		PCS-200 ESB		0,3 ÷ 4,3	± 1 (30%) ± 3 (70%) ± 6 (100%)	4 ÷ 20mA	6	Ні	Ні
6		PCS-200 ESB		0,3 ÷ 6,3	± 1 (30%) ± 3 (70%) ± 8 (100%)	4 ÷ 20mA	6	Ні	Ні
7		PCS-304		0,5 ÷ 4,5	± 2,5 F.S.R	4 ÷ 20mA	300	Ні	Ні
8		PES-103	Струмовихровий	0 ÷ 3	± 5	5 ÷ 20mA; 1 ÷ 10 В	300 100	Так	Так
9		PES-106		0 ÷ 6	± 5	4 ÷ 20mA; 1 ÷ 10 В	300 100	Так	Так
10		PES-302		0 ÷ 2	± 5	10 ÷ 20 mA; 1 ÷ 10 В	300 100	Так	Так
11		PES-302		0 ÷ 52	± 5	6,67 ÷ 20 mA; 1 ÷ 10 В	30	Так	Так

вібрації (як абсолютної, так і відносної) обертових валів, а також методам кріплення і процедурам калібрування. Виконання даних вимог дозволяє отримати відтворювані результати вимірювань, на основі яких можна здійснювати контроль стану машин відповідно до стандартів на методи контролю для машин конкретного виду. Згідно [8] система вимірювання вібрації обертових валів може бути представлена у вигляді сукупності кількох підсистем: первинний перетворювач або перетворювачі параметрів відносної або абсолютної вібрації; пристрій узгодження сигналу, знятого з перетворювача, і сполучні кабелі; пристрій вимірювання фази, що дозволяє зв'язати положення обертового вала з певним моментом часу; засоби аналізу сигналу, що дозволяють подати виміряні параметри вібрації в заданому форматі; вихідний пристрій для відображення результатів вимірювання. На Рис. 5 показано взаємозв'язок цих підсистем.

Сигнали, що надходять до вимірювальних пристроїв можуть бути оброблені за допомогою спеціальних засобів і програмного забезпечення, що дозволяють отримувати результати вимірювання в цифровому вигляді для подальшого аналізу стану машин і їх технічного обслуговування. В даному стандарті ці засоби не розглядаються. Відносне переміщення вала (відносну вібрацію)

рекомендовано вимірювати з використанням первинних перетворювачів безконтактного типу.

Дані про абсолютну вібрацію вала можуть бути отримані за допомогою первинних перетворювачів відносної вібрації безконтактного типу в поєднанні з даними вимірювання параметрів абсолютних переміщень, виконаними в точці розміщення безконтактного перетворювача. Вимірювання абсолютного руху можуть бути виконані за допомогою датчиків інерційного типу, наприклад контактний зонда.

На даний час найбільш поширеними первинними перетворювачами биття, що застосовуються на гідрогенераторах є струмовихрові та ємнісні.

Принцип дії струмовихрових перетворювачів заснований на зміні індуктивного опору котушки при розміщенні в її електромагнітному полі електропровідного матеріалу. Зазвичай, струмовихровий перетворювач (eddy current probe) складається з безконтактного пробника (сенсора), з'єднувального кабелю та електронного блока. Конструктивно струмовихровий пробник – це металевий зонд з діелектричним наконечником (у якому укладена котушка) на одному кінці і відрізок коаксіального кабелю на іншому. Виходом є електричний сигнал, прямо пропорційний відстані від торця вихрового пробника до об'єкта, що контролюється. Вихідним сигналом зазвичай є напруга.



Основні переваги струмовихрових сенсорів: простота конструкції, низька вартість, несприйнятливість до зміни вологості і газового складу навколишньої атмосфери. До недоліків потрібно віднести залежність вимірювального сигналу від хімічного складу контролюваного об'єкта (у даному випадку вала машини), що викликає необхідність налаштування приладів на кожну конкретну марку сталі, з якої виготовлюється вал машини. Окрім того, залишкова намагніченість вала також може спотворити вимірювальний сигнал. В світовій гідроенергетиці для контролю биття валів найбільше застосовуються струмовихрові сенсори фірми Bently Nevada (США) [11] та фірми VibroSystem (Канада) [12].

Принцип дії ємнісних перетворювачів (capacitive sensor) заснований на зміні електричної ємності в залежності від зміни відстані між торцем перетворювача і валом. Ємнісні сенсори мають відносно хороші метрологічні характеристики, нечутливі до впливу потужних електромагнітних полів, а діапазон їх робочих температур визначається лише стійкістю матеріалів, що застосовуються. Сенсори легко піддаються розрахунку та відтворенню, у тому числі при масовому і серійному виробництві, нескладні у виготовленні, налагодженні і налаштуванні.

Серед ємнісних сенсорів биття гідрогенераторів, і взагалі, потужних електричних машин найчастіше застосовуються сенсори фірми VibroSystem (Канада) [12].

В Табл. 1 наведено характеристики сенсорів зазначених фірм.

Як видно з таблиці 1, точність вимірювання як струмовихрових, так і ємнісних сенсорів, особливо при великих діапазонах вимірювання недостатня. На жаль, в паспортних даних всіх сенсорів не вказується швидкодія приладів, а цей параметр разом з точністю вимірювання повинен при використанні експертних систем забезпечувати більш достовірний контроль стану машин та їхню діагностику.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Левицький А.С., Федоренко Г. М., Грубой О.П.* Контроль стану потужних гідро- та турбогенераторів за допомогою ємнісних вимірювачів параметрів механічних дефектів. Київ: Ін-т електродинаміки НАН України, 2011. – 242 с.
2. *XU Measurements for Radial Position and Dynamic Motion in Hydro Turbine Generators // Orbit. 2010. Volume 30. Number 1. P. 32–39.*
3. *Ungureanu G., Covaciu F., Balaj A., Ciulbea C.* Vibration monitoring system of hydro electric turbine-generator sets. Proceeding of 2002 IEEE-TTTC International Conference on Automation, Quality and Testing, Robotics. Tome 11: May, 23-25. 2002, Clui-Napoca, Romania, P. 382–385.
4. *Белоглазов А.В. Глазырин Г.В.* Разработка средств мониторинга биений вала гидроагрегата. Сборник научных трудов НГТУ. 2008. – № 3(53). – С. 79–84.
5. *Школьник В.Э.* Измерение радиального биения цилиндрических поверхностей вала ротора электрических машин. Сборник «Электросила». Санкт Петербург: Электросила, 2001. – №40. – С. 60–66.
6. *ISO 7919-5:2005.* Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants.
7. *ДСТУ ISO 7919-5:2014.* Вібрація механічна. Оцінювання стану машин за результатами вимірювання вібрації на обертових валах. Частина 5. Агрегати гідроелектростанцій та насосних станцій (ISO 7919-5:2005, IDT). – [Чинний від 2015-07-01]. – 2016. – IV, 15 с.
8. *ISO 10817-1: 1998 (E).* Rotation shaft vibration measuring systems. – Part 1: Relative and absolute sensing of radial vibration.
9. *Белоглазов А.В.* Разработка адаптивных средств выявления неисправностей и стратегии обслуживания гидрогенераторов : автореф. дис. – канд. техн. наук : 05.14.02. Новосибирск, 2011. – 22 с.
10. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по метематике для инженеров и учащихся втузов. Москва :Наука. Главная редакция физико-математической литературы. 1981. – 720 с.
11. *Bently Nevada 3300 XL Series Proximito System.* Режим доступу: https://www.protectivesupplies.com/item/-Brand_BentlyNevada3300XLSeriesProximitoSystem_0_0_3783_1.html (дата звернення 13.06.2019).
12. *Complete Monitoring Solutions.* Режим доступу: <https://www.vibrosystem.com/en/industry/hydro/info> (дата звернення 13.06.2019).

