

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра електротехніки і електроенергетики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему

Удосконалення моделей та алгоритмів виявлення дефектів гідроагрегатів в
режимі реального часу
(тема кваліфікаційної роботи)

Виконав: студент 2м курсу, групи ДЕА-Е23мг
спеціальності: 141 Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка

_____/ Світлана КИРКАЧ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник _____/ Костянтин БРОВКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

Рецензент _____/ Антон СКОРКІН
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри _____/ Артем ЧЕРНЮК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Нормоконтроль _____/ Юлія ОЛІЙНИК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Секретар ЕК _____/ Ігор КИРИСОВ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Харків – 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА

Навчально – науковий інститут Українська інженерно-педагогічна академія
Кафедра електротехніки та електроенергетики
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
Освітньо-професійна програма Електричні станції, мережі та системи

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

(підпис)

К.Т.Н., доцент Артем ЧЕРНЮК
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

«___» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу дипломну роботу
другого (магістерського) рівня вищої освіти

здобувачу вищої освіти **Світлані КИРКАЧ**

1. Тема «Удосконалення моделей та алгоритмів виявлення дефектів гідроагрегатів в режимі реального часу»

затверджена наказом по академії № 4801-5/3345 від «12» жовтня 2024 р.

2. Термін здачі закінченої роботи «10» грудня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи/проєкту: Періодичність коливальних процесів; Параметри вібрації: подвійна амплітуда, пікове значення, середнє значення, середньоквадратичне значення. Методи вимірювання вібрацій

4. Зміст роботи/проєкту (перелік питань, які належить розробити):
ВСТУП; РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ КОНТРОЛЮ І ДІАГНОСТИКИ ГІДРОАГРЕГАТІВ; РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЦІОНАРНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ; РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ГІДРОАГРЕГАТІВ ГЕС; ВИСНОВКИ

5. Перелік графічного матеріалу (презентаційний матеріал):

Слайди презентації

6. Консультант:

Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	

7. Дата видачі завдання «12» жовтня 2024р.

Керівник

(підпис)

Костянтин БРОВКО

(ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Світлана КИРКАЧ

(ім'я, прізвище)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК
виконання кваліфікаційної дипломної роботи

№ з/ п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1	Визначення актуальності теми дослідження	02.10.24 – 05.10.24	
2	Проведення аналізу наукової літератури	06.10.24 – 15.10.24	
3	Виконання першого розділу дипломної роботи	16.10.24 – 29.10.24	
4	Виконання другого та третього розділу дипломної роботи	30.10.24 – 26.11.24	
5	Оформлення пояснювальної записки	27.11.24 – 07.12.24	

Студент (ка)

(підпис)

Світлана КИРКАЧ

(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль

(підпис)

Юлія ОЛІЙНИК

(ім'я, прізвище)

РЕФЕРАТ

Сторінок тексту – ____ ; рисунків – ____ ; таблиць – ____ ;
літературних джерел – ____ .

Тема магістерської роботи: Удосконалення моделей та алгоритмів виявлення дефектів гідроагрегатів в режимі реального часу.

Метою роботи є аналіз існуючих систем моніторингу та методів діагностики гідроагрегатів, пошук інноваційних рішень по створенню високотехнологічної системи автоматизованої діагностики.

Завдання, які вирішуються в ході виконання роботи:

- 1) вивчення вібрації в гідроагрегатах;
- 2) Аналіз існуючих систем моніторингу і діагностики;
- 3) Опис методик та засобів діагностики гідроагрегатів;
- 4) Розробка системи автоматизованої діагностики.

Об'єкт дослідження – синхронні вертикальні гідроагрегати.

Предмет дослідження – системи контролю і діагностики гідроагрегатів.

Методи дослідження. Розроблені в роботі наукові положення використовують системний підхід до технічного діагностування гідроагрегатів і ґрунтуються на застосуванні теоретичних і експериментальних методів дослідження в цій області.

Ключові слова: гідроагрегат, вібрація, вібродіагностика, нейронні мережі, теорія нечітких множин.

ABSTRACT

Pages of text – ____ ; pictures – ____ ; tables – ____ ;
literary sources – ____ .

Theme of the master's thesis: Upgrading models and algorithms for identifying defects in hydraulic units in real time.

The object of the study when writing the work was the system of vibration control and diagnostics of hydraulic units.

The aim of the work is to analyze the existing monitoring systems and methods for diagnosing hydroelectric generators, to offer innovative solutions for the creation of a high-tech automatic diagnostic system.

Tasks solved in the course of the work:

1. Study of vibration in hydroelectric units;
2. Analysis of existing monitoring and diagnostic systems;
3. Description of methods and means of diagnostics of hydraulic units;
4. Proposal for the creation of an automatic diagnostic system.

Key words: hydrounit, vibration, vibrodiagnostics, neural networks, theory of fuzzy sets.

ЗМІСТ

ВСТУП	
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ КОНТРОЛЮ І ДІАГНОСТИКИ ГІДРОАГРЕГАТІВ.....	
1.1 Аналіз процесу вібрації в гідроагрегатах ГЕС.....	
1.2 Методи вимірювання вібрацій.....	
1.3 Сили, що викликають вібрацію в гідроагрегатах.....	
1.4 Вплив жорсткості опорних закріплень на вібрацію гідроагрегата	
Висновки до розділу 1.....	
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЦІОНАРНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ.....	
2.1 Вимоги до системи вібраційного контролю.....	
2.2 Основні завдання контролю вібраційного стану гідроагрегатів...	
2.3 Розробка структурної схеми системи стаціонарного віброконтролю гідроагрегату	
2.4 Аналіз первинних перетворювачів, встановлених на гідроагрегатах ГЕС.....	
2.5 Дослідження та аналіз місць установки датчиків.....	
2.6 Дослідження процесу обробки даних після зняття інформації з датчиків.....	
2.7 Огляд та підбір систем контролю і діагностики для встановлення на гідроагрегати ГЕС.....	
Висновки до розділу 2.....	
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ГІДРОАГРЕГАТІВ ГЕС.....	
3.1 Автоматизована діагностика за параметрами вібрації.....	
3.2 Модель гідроагрегату для навчання системи.....	
3.3 Застосування теорії нечітких множин в СКАД.....	
3.4 Застосування штучних нейронних мереж.....	

Висновки до розділу 3.....	
ВИСНОВКИ.....	
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	

ВСТУП

Актуальність теми. В ході експлуатації гідроагрегатів на гідроелектростанціях основним завданням є забезпечення їх надійної роботи.

Завдання забезпечення надійності вирішується шляхом профілактичних заходів контролю і випробувань гідроагрегатів для раннього виявлення та усунення дефектів, розвиток яких може призвести до аварійних відключень агрегатів. Однак застосовувані в даний час методи і засоби виявлення дефектів, особливо в режимі реального часу, не мають достатньої ефективності, так як в них не повній мірі використовуються сучасні можливості.

В останні роки в нашій країні і за кордоном активізувалися дослідження і розробки по вдосконаленню існуючих і створенню нових методів і засобів виявлення дефектів гідроагрегатів для побудови на їх основі комплексних систем технічної діагностики і прогнозування стану гідроагрегатів в умовах експлуатації. Подібні системи вже створені і успішно функціонують в ряді галузей техніки. Вони дозволяють своєчасно виявляти і усувати дефекти на ранній стадії їх розвитку, в результаті чого скорочується число і тривалість вимушених (аварійних) простоїв механізмів.

Роботи зі створення систем діагностики і прогнозування стану гідроагрегатів гідроелектростанцій знаходяться поки що в початковій стадії. Для успішного їх просування необхідні глибоке вивчення і систематизація причин і процесів виникнення і розвитку дефектів і їх ознак, а також, що не менш важливо, прискорення розробок і організація промислового виробництва ряду відсутніх в даний час датчиків і пристроїв для виявлення зазначених дефектів.

Проблемою сучасної енергетики є також створення ефективного контролю вібраційного стану гідроагрегатів, що знаходяться в експлуатації. Найбільш прогресивним рішенням є впровадження на ГЕС систем автоматизованої технічної діагностики гідроагрегатів, які дозволяють виявляти дефекти і несправності обладнання на ранній стадії їх розвитку.

Для отримання інформації про стан гідроагрегату широко використовується контроль биття вала. На сьогоднішній день на деяких станціях вже працюють аналогові системи контролю биття з використанням індукційних датчиків. Недоліком цих систем можна вважати недосконалі технології збору та обробки інформації. Подальше поліпшення експлуатаційних якостей пристроїв контролю, заснованих на аналогових принципах, неможливо через швидке їх ускладнення, різке збільшення часу їх розробки і подорожчання. В даний час з'явилися мікропроцесорні пристрої моніторингу параметрів, що входять в систему моніторингу і діагностування гідроагрегату. Ці пристрої здійснюють моніторинг і передачу на диспетчерський рівень інтегральних параметрів руху вала гідроагрегату. За отриманими даними технічний персонал станції виконує оцінку стану обладнання. Таким чином, процес визначення технічного стану і виявлення дефектів гідроагрегата не є автоматизованим. При цьому самі пристрої контролю технічного стану є недостатньо опрацьованими, оскільки формують інформацію тільки про амплітуду биття. У зв'язку з цим є актуальним завдання розробки адаптивних засобів безперервного контролю технічного стану та безпосередньо самого діагностування, що дозволяють визначати поточний стан гідроагрегату і виявляти дефекти на ранній стадії розвитку. Крім того, бажано, використовуючи мікропроцесорні засоби, реалізувати алгоритми, що дозволяють не тільки здійснювати визначення стану гідроагрегату, але і передбачати вплив на сигнал у разі перевищення вібрацією заданого значення.

Метою роботи є підвищення надійності визначення поточного стану гідроагрегату на основі розробки адаптивних засобів безперервного контролю.

Завдання, які вирішуються в ході виконання роботи:

- 1) Вивчення вібрації в гідроагрегатах;
- 2) Аналіз існуючих систем моніторингу і діагностики;
- 3) Опис методик та засобів діагностики гідроагрегатів;
- 4) Розробка системи автоматизованої діагностики.

Об'єкт дослідження – процес діагностування та виявлення дефектів гідрогенераторів.

Предмет дослідження – системи контролю і діагностики гідроагрегатів.

Методи дослідження. Розроблені в роботі наукові положення використовують системний підхід до технічного діагностування гідроагрегатів і ґрунтуються на застосуванні теоретичних і експериментальних методів дослідження в цій області.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ КОНТРОЛЮ І ДІАГНОСТИКИ ГІДРОАГРЕГАТІВ

Сьогодні в провідних країнах світу активізувалися дослідження і розробки по вдосконаленню існуючих і створенню нових методів і засобів виявлення дефектів гідроагрегатів для створення на їх основі комплексних систем діагностики і прогнозування стану гідроагрегатів в режимі реального часу при їх експлуатації [1].

Стаціонарні системи моніторингу дозволяють контролювати роботу гідроагрегатів в безперервному режимі.

Система моніторингу складається з:

- системи віброконтролю;
- системи теплоконтролю;
- системи контролю механічних і електричних параметрів.

Система моніторингу дозволяє виявляти початок розвитку аварійної ситуації та в багатьох випадках запобігає їй, шляхом забезпечення безперервного контролю вимірювальних параметрів та порівняння їх із граничними значеннями, але цього не завжди достатньо для безаварійної роботи агрегату. Система моніторингу не може здійснити діагностику технічного стану гідроагрегату і виявити розвиток дефектів на ранніх стадіях, саме за ці більш складні завдання і повинна відповідати система діагностики.

Удосконалення нині існуючих систем і засобів виявлення дефектів генераторів в процесі їх роботи, а також при зупинках для оглядів, випробувань і ремонтів, має завершитися створенням систем автоматизованої діагностики і прогнозування працездатності машин, що дозволяє знизити ймовірність і тривалість їх вимушених простоїв [2].

Виявлення дефектів на більш ранній стадії розвитку дозволить зменшити обсяги і вартість відновлювальних ремонтів [3].

Система контролю і автоматизованої діагностики (СКАД) це сукупність об'єкта діагностики (в нашому випадку гідроагрегат або його елементів),

методів і засобів діагностики, контролю і, якщо потрібно, персоналу, готового до реалізації або яка реалізує процес технічного діагностування за заданими алгоритмами [4].

Не вдаючись до детальної побудови можливих варіантів СКАД гідроагрегатів, можна вважати, що типовим для неї буде наявність наступних основних функціональних комплексів:

- збір і обробка первинної інформації на працюючому агрегаті, необхідної для технічного діагностування;
- видача результатів обробки цієї інформації персоналу в зручній формі та раціональному обсягу, в тому числі шляхом подачі сигналів, показу на дисплеях і приладах, реєстрації та ін.;
- архівування цієї інформації в довідково-інформаційний масив (архів);
- звернення в архів (включає нормативні та минулі відомості з даного та аналогічного агрегату);
- постановка попереднього діагнозу на підставі реалізації зазначених вище етапів;
- прийняття рішення про необхідність подальших діагностичних операцій (оглядів, випробувань та ін.) на виведеному з роботи агрегаті;
- виконання діагностичних операцій для винесення остаточного діагнозу (характеру і місце знаходження дефекту, ступеня його небезпеки для агрегату і т.п.).

Функціями СКАД є [5]:

- визначення поточного стану (дефектів) окремих вузлів і агрегату в цілому, а також прогнозування його працездатності;
- прийняття рішення щодо можливості та умов подальшої роботи агрегату або необхідності ремонтних робіт, а також фінансовий розрахунок.

Система повинна складатися і декількох підсистем:

- діагностика гідроагрегату по тепловим параметрам;
- діагностика по гідромеханічним параметрам;

- діагностика по вібраційним параметрам.

У даній роботі буде розглянута система діагностики, тільки по вібраційним параметрам, але при цьому запропонована методика діагностики підходить для всіх підсистем.

В ході виконання магістерської роботи необхідно виконати наступні завдання [6]:

- вивчити вібрацію в гідроагрегатах;
- проаналізувати існуючі системи контролю вібрацій;
- проаналізувати методики і засоби діагностики гідроагрегатів по вібраційним параметрам;
- обґрунтувати необхідність створення системи автоматизованої діагностики гідроагрегатів;
- сформулювати пропозицію зі створення системи автоматизованої діагностики.

1.1 Аналіз процесу вібрації в гідроагрегатах ГЕС

Виникаючі сили, в гідроагрегаті діючі на окремі елементи конструкції агрегату, бувають як постійними, так і змінними в часі. Результат дії цих сил проявляється у вигляді вібрації окремих елементів агрегату, а також вібрації агрегату в цілому. Характер прояву сил різний для різних режимів роботи агрегату. Режими роботи агрегату можна розділити на усталені і несталі [7].

Усталений режим – це робота гідротурбіни при постійному напорі, відкритті направляючого апарату, швидкості обертання і установці лопатей робочого колеса. Якщо ці величини змінюються в часі, режим називають несталим. Інакше, сталий режим відповідає будь-якій точці універсальної характеристики турбіни [8].

Виникаючі сили в агрегаті при сталих режимах, можуть періодично змінюватись, або залишаються постійними за величиною і напрямком. Хоча в ряді випадків при сталих режимах виникають зусилля неперіодичного

випадкового характеру з різною амплітудою і частотою. Вібрація агрегату в цілому і окремих його вузлів під дією цих сил носить характер стаціонарних випадкових процесів [9].

Несталі режими характеризуються дією неперіодичних сил. Вібрація, обумовлена цими силами, має також неперіодичний характер. Сили проявляються у вигляді імпульсів різної тривалості [10].

При цьому реакція системи на дію цих імпульсів, тобто вібрація окремих елементів конструкцій в цих режимах, носить нестаціонарний випадковий характер [11].

Часто вібрації, які проявляються при невстановлених режимах, накладаються на вібрації, що виникли при сталих режимах, у вигляді окремих короткочасних імпульсів або згасаючих коливань [1].

Число ступенів свободи системи. Кожна механічна система задається певним мінімальним числом координат її точок, за якими можна визначити положення всіх точок системи. Це число координат називається числом ступенів свободи. Якщо система знаходиться в коливальному русі, то ці координати змінюються в часі [12].

Гідроагрегат представляє механічну систему з нескінченним числом ступенів свободи. Однак для вирішення ряду практичних завдань з теорії коливань можна розглядати спрощені схеми з кінцевим невеликим числом ступенів свободи [1].

На будь-яку систему, яка коливається, діють різні сили, які можуть діяти індивідуально або в сукупності. Зазвичай сили поділяють на три основні характерні групи:

- 1) які відновлюють (сили пружності, маса);
- 2) сили тертя і опору середовища (дисипативні сили);
- 3) які збуджують.

Види коливань. Вільні коливання – коливання системи, що відбуваються без змінного зовнішнього впливу. Будь-яка з частот вільних коливань називається власною частотою. Так як в реальних конструкціях завжди

присутні внутрішні і зовнішні сили опору, то вільні коливання є затухаючими, тобто коливаннями, амплітуда яких зменшується в часі [13].

Вимушені коливання – коливання системи, викликані і підтримувані силовим або кінематичним впливом. Резонансні коливання – коливання системи, що виникають при збігу (або наближенні) частоти вимушених коливань з частотою власних коливань системи [14].

Автоколивання – коливання системи, що виникають в результаті самозбудження вібрації. Збудження коливань виникає при надходженні енергії від не коливального джерела, яке регулюється самою системою.

Крутильні коливання – коливання, що виникають при нерівномірному обертанні вала гідромашини [1].

Основні форми коливань. Існують такі форми коливань:

- детерміновані коливання;
- випадкові.

Детерміновані процеси можуть бути:

- періодичними (гармонійними, полігармонійними);
- неперіодичними (майже періодичними, перехідними).

Коливання називаються періодичними, якщо вони відтворюються через певний проміжок часу T , який зветься періодом.

Періодичні коливання, при яких значення величини змінюється в часі за законом синуса або косинуса називаються гармонійними коливаннями.

Гармонійні коливання описуються наступним рівнянням:

$$S = S_p \cdot \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (1.1)$$

де S – амплітуда коливань в довільній точці; t – час, с; S_p – пікове значення амплітуди коливань; φ_0 – початкова фаза в кутових одиницях; ω – кутова частота, рад⁻¹.

Якщо T – період коливання – час повного циклу коливання, сек., то ω може бути отримана зі співвідношення:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (1.2)$$

де $f = 1/T$ – частота коливань в Гц.

На рис 1.1 представлена періодичність коливальних процесів.

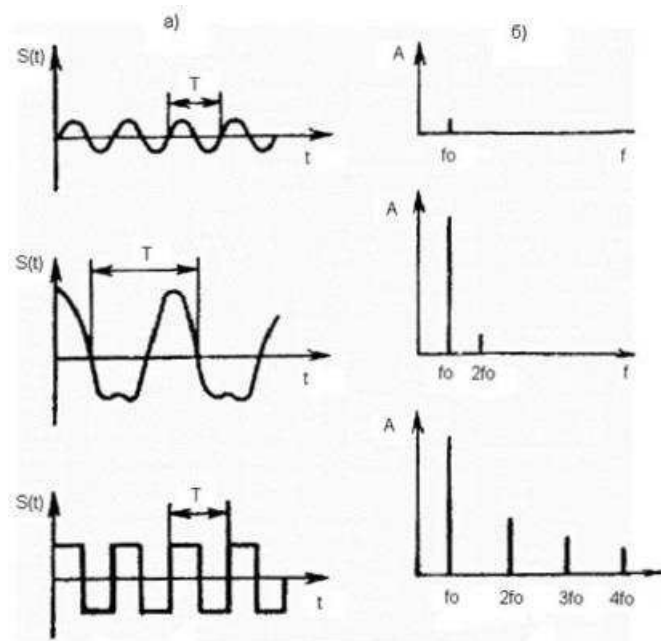


Рисунок 1.1 – Періодичність коливальних процесів:

а) в часовій площині б) в частотній області

Параметри вібрації. Для кількісної оцінки амплітуд механічних коливань, що відображає їх небезпеку, використовуються різні величини [15]:

- подвійна амплітуда;
- пікове значення;
- середнє значення;
- середньоквадратичне значення.

Подвійна амплітуда ($2A_{\max}$) відображає повний розмах коливань.

Є важливим параметром, коли мова йде про критичні вібрації, наприклад, з позицій допустимого зазору "камера – робоче колесо гідротурбіни" [16].

Пікове значення ($A_{\text{пик}}$) – ефективна оцінка короточасних механічних ударів. Її недоліком є те, що вона відображає тільки максимальне значення досліджуваних коливань, але не дає уявлення про їх часовий розвиток.

Середнє значення (усереднене або абсолютне) відображає часовий розвиток досліджуваних коливань, але його практичне застосування обмежене з огляду на те, що воно не має безпосереднього зв'язку з фізичними причинами цих коливань [1]. Середнє значення дорівнює (1.3):

$$A_{\text{cp}} = \int_0^T |A| \cdot dt \quad (1.3)$$

Середньоквадратичне значення ($A_{\text{скз}}$) є найбільш важливим параметром, так як в ньому враховується часовий розвиток досліджуваних коливань, і він безпосередньо відображає значення, пов'язане з енергією, і отже, руйнівну здатність цих коливань [17].

Середньоквадратичне значення знаходиться за формулою (1.4):

$$A_{\text{скз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T A^2(t) \cdot dt} \quad (1.4)$$

Для простого синусоїдального сигналу виду $A \cdot \sin(\omega t + \alpha)$ співвідношення між перерахованими величинами визначається виразом (1.5):

$$A_{\text{скз}} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \cdot A_{\text{cp}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot A_{\text{пик}} \quad (1.5)$$

На практиці вібрації зазвичай є складними механічними коливаннями з багатьма складовими на різних частотах. Тому на основі лише амплітудно-часової діаграми довільного сигналу не можна визначити ні число, ні частоти окремих складових складного коливального процесу [18].

Складні періодичні коливання можуть бути далекі за формою сигналу від синусоїдального, хоча і складаються з синусоїдальних величин. Покажемо це на прикладі. Складемо три величини виду:

$$\begin{aligned}y_1 &= A_1 \cdot \sin(\omega t + \alpha_1); \\y_2 &= A_2 \cdot \sin(\omega t + \alpha_2); \\y_3 &= A_3 \cdot \sin(\omega t + \alpha_3);\end{aligned}\tag{1.6}$$

Які мають кутові частоти і періоди $\omega, 2\omega, 3\omega$. В результаті вийде періодична функція, але вже істотно відмінна від вихідних величин. Графік сумарної функції значно відрізняється від синусоїди. Ще більшою мірою ця різниця буде мати місце для суми нескінченного ряду, складеного з величин зазначеного виду [19]

Складний періодичний процес $\varphi(t)$ можна розкласти в "тригонометричний ряд":

$$\varphi(t) = A_0 + A_1 \cdot \sin(\omega t + \alpha_1) + A_2 \cdot \sin(\omega t + \alpha_2) + \dots A_n \cdot \sin(\omega t + \alpha_n) \tag{1.7}$$

де $A_0, A_1, \alpha_1, A_2, \alpha_2$ – є постійними, які мають особливі значення для кожної такої функції.

Геометрично це означає, що графік періодичної функції виходить шляхом накладення ряду синусоїд. Якщо кожен синусоїдальний величину розглядати як гармонійне коливальний руху, то можна сказати, що складне коливання $\varphi(t)$ розкладається на окремі гармонійні коливання. У зв'язку з цим окремі синусоїдальні величини, що входять в склад розкладання називають

гармонійними складовими функції $\varphi(t)$ або просто її гармоніками (першої, другої і т.д.). Сам же процес розкладання періодичної функції на гармоніки зветься гармонійним аналізом [20].

У загальному випадку розкладання механічних коливань в індивідуальні частотні складові називається частотним аналізом, а графік залежності амплітуди від частоти носить назву частотної спектрограми. Частотний аналіз дає можливість виявити окремі джерела механічних коливань і є основним методом діагностики [11].

Два способи представлення сигналу:

- в часовій ($A = k(t)$) формі;
- в частотній ($A = F(f)$) формі.

Області пов'язані між собою перетворенням Фур'є. Фізичний сенс перетворення Фур'є полягає в тому, що якщо відома реалізація процесу $A(t)$ в часовій області, тобто на площині амплітуда–час, то за допомогою цього перетворення можна здійснити фільтрацію процесу, перейшовши до розподілу амплітуд $A(t)$ в частотній області $A(f)$.

1.2 Методи вимірювання вібрацій

У віброметричній практиці використовуються три величини, що описують механічні коливання:

1. Віброзміщення – відстань при русі вимірювальної точки щодо її нормального положення в стані спокою;
2. Віброшвидкість – швидкість руху вимірювальної точки;
3. Віброприскорення – швидкість, з якою змінюється швидкість руху вимірювальної точки в часі [12].

Амплітуди зміщення, швидкості і прискорення коливань з синусоїдальною формою хвилі мають математично точно певний взаємний зв'язок. Отже, при вимірюванні вібрацій досить визначити лише один з цих

параметрів, а решта два можуть бути знайдені на основі отриманих результатів. Візьмемо, наприклад, загальний вираз для миттєвого значення прискорення гармонійного коливання з максимальною амплітудою і кутовою частотою [13]:

$$\alpha = A_0 \cdot \sin(\omega t) \quad (1.8)$$

Миттєве значення швидкості можна визначити шляхом одноразового інтегрування:

$$V = \int A_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot dt = -\frac{A_0}{\omega} \cdot \cos(\omega t) \quad (1.9)$$

Миттєве значення зсуву знаходиться з виразу (1.8) шляхом дворазового інтегрування:

$$d = \int \int A_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot dt = \int V \cdot dt = -\frac{A_0}{\omega^2} \cdot \sin(\omega t) \quad (1.10)$$

З наведених вище формул випливає, що одноразове інтегрування прискорення за часом з метою визначення швидкості рівносильно його поділу на кутову частоту ω , в той час як дворазове інтегрування прискорення для визначення зміщення відповідає його поділу на ω^2 . Форма хвилі і період розглянутих коливань ідентичні для зміщення, швидкості і прискорення. Головна відмінність цих трьох параметрів полягає у взаємному фазовому зсуві їх кривих, що відображають залежність амплітуди від часу [11].

Застосування того чи іншого параметра для опису механічних коливань визначається природою цих коливань і цілями дослідження. Якщо досліджуваний процес містить багато складових з різними частотами, то вимір зсуву призводить до підкреслення складових з низькими частотами, тоді як вимір прискорення акцентує увагу на високочастотній складовій [12].

У гідротурбінах параметр швидкості не є основним при дослідженні вібрацій. Справа в тому, що гідроагрегати відносяться до розряду низькооборотних машин. Частота обертання, відповідає номінальним оборотам, знаходиться для більшості гідромашин в межах $1 \div 3$ Гц. Крім того, на часткових режимах проявляються "джгутові" явища, що мають частоту впливу на агрегат в кілька разів нижче зворотній частоті. Тому головна роль у вивченні вібрацій гідротурбін відводиться параметру зсуву, тобто робиться акцент на низькочастотній складовій. За даним параметру проводиться оцінка вібраційного стану гідроагрегату, і обґрунтовуються норми допустимих вібрацій. Зсув служить також основним параметром при балансуванні обертових частин агрегату [13].

Разом з тим у високонапірних гідротурбін завжди спостерігаються динамічні навантаження частотою $100 \div 300$ Гц та вище. Ці навантаження викликаються, наприклад, дією вихорів Кармана, що сходять з вихідних кромek лопатей. Для аналізу вібрацій, обумовлених цими навантаженнями цілком доречно застосовувати параметр швидкості, а в деяких випадках, можливо, і параметр прискорення [14].

Спектр вібрацій гідроагрегату лежить в дуже широких межах від 0,3 до 300 Гц і вище. Треба відзначити, що жоден двигун не має такого широкого діапазону частот, як гідротурбіна [1].

Міжнародний КОД на вимір вібрацій гідромашини рекомендує перед початком проведення випробувань проводити аналіз можливого частотного спектра динамічних сил, який визначається в реактивної турбіни частотою обертання, числом лопатей, числом лопаток направляючого апарату, числом колон статора і т.д. При відсутності такої інформації міжнародний КОД пропонує вибирати нижню і верхню межі досліджуваного діапазону частот з таких міркувань [15].

Нижня гранична частота:

$$f_{\text{ниж}} = 0.2 \cdot n_{\text{ном}} \quad (1.11)$$

де $n_{ном}$ – номінальна частота обертання гідроагрегату, c^{-1} .

Верхня гранична частота:

$$f_{верх} = Z_0 Z_1 n_{ном} \quad (1.12)$$

$$f_{верх} = Sh \cdot \frac{W}{\delta} \quad (1.13)$$

де Z_0 – число лопаток направляючого апарату; Z_1 – число лопатей робочого колеса; Sh – число Струхала (в першому наближенні приймається рівним $0,15 \div 0,25$); W – швидкість потоку на виході з лопатей робочого колеса; δ – товщина вихідний кромки лопаті [16].

Вібровимірювальна апаратура повинна вибиратися відповідно до очікуваного спектру частот; при необхідності можуть застосовуватися комбінації вимірювальних засобів для покриття всього досліджуваного частотного діапазону [17].

1.3 Сили, що викликають вібрацію в гідроагрегатах

Сили, що викликають вібрацію опорних конструкцій і биття вала агрегату, мають механічне, гідравлічне та електромагнітне походження. Як правило, вони впливають на вузли агрегату одночасно, але в різному ступені [1].

Сили, що викликають вібрацію в гідроагрегатах в сталому режимі

Механічні збуджуючі сили:

1. Відцентрова сила від нерівноваженості обертових мас агрегату.
2. Сили пружності вала, що виникають при порушенні центрування агрегату викривленні загальної лінії валу.
3. Сили тертя.

Гідравлічні збуджуючі сили:

1. Наявність вихрових шнурів, що виникають в спіральній камері, напрямному апарату, робочому колесі і відсмоктуючій трубі.
2. Нерівномірний розподіл швидкостей потоку в окремих частинах проточної частини турбіни.
3. Коливання тиску в напірному трубопроводі агрегату.
4. Можливе виникнення коливань типу «флатер» у лопатей робочого колеса поворотно-лопатевої турбіни.
5. Гідравлічний небаланс робочих коліс.
6. Кавітаційні режими роботи турбіни.
7. Несприятливі режими гідравлічного тертя в напрямних підшипниках.

Електричні збуджуючі сили:

1. Періодична складова сили взаємодії ротора і статора генератора.
2. Сили, обумовлені нерівномірністю повітряного зазору між ротором і статором.
3. Сили, обумовлені наявністю короткого замикання на шинах генератора.
4. Сили, обумовлені частковим або повними замиканням або закорочуванням обмоток полюсів ротора генератора.
5. Сили, що виникають при несиметричному режимі роботи генератора.
6. Сили, що з'являються при асинхронному режимі роботи генератора.

Сили, що викликають вібрацію в гідроагрегатах в несталому режимі:

Механічні збуджуючі сили проявляються при пуску і зупинці агрегату і при скидах навантаження з генератора і її набросах [18].

Гідравлічні збуджуючі сили проявляються при пуску агрегату; при скидах; у випадках порушення комбінаторної залежності при регулюванні, зміні навантаження, перехід в компенсаторний режим і при розгінних режимах.

Електричні збуджуючі сили проявляються при наступних режимах:

- синхронізації;
- автоматичному повторному включенні з самосинхронізацією;
- раптовому трифазному короткому замиканні на виводах обмоток статора;
- ресинхронізації.

Діаграма збуджуючих сили, які викликають вібрацію гідроагрегатів представлена рис. 1.2.

1.4 Вплив жорсткості опорних закріплень на вібрацію гідроагрегата

Жорсткість опорних закріплень "С" є найважливішою характеристикою будь-якої механічної системи, що визначає для лінійно деформованої системи взаємозв'язок між силою "F", навантажувальної системи, і викликаємим цією силою відхиленням "у" [2]:

$$C = \frac{F}{y} \quad (1.14)$$

Зворотною величиною жорсткості є податливість механічної системи:

$$\lambda = \frac{1}{C} \quad (1.15)$$

Жорсткість визначається конструкцією опорного вузла і металоємністю обладнання і, як з'ясувалося пізніше, залежить від статичного навантаження на опорний вузол. Стосовно до гідроагрегату можна виділити два види жорсткості: радіальну жорсткість підшипників C_p і осьову жорсткість гідроагрегату C_{oc} .

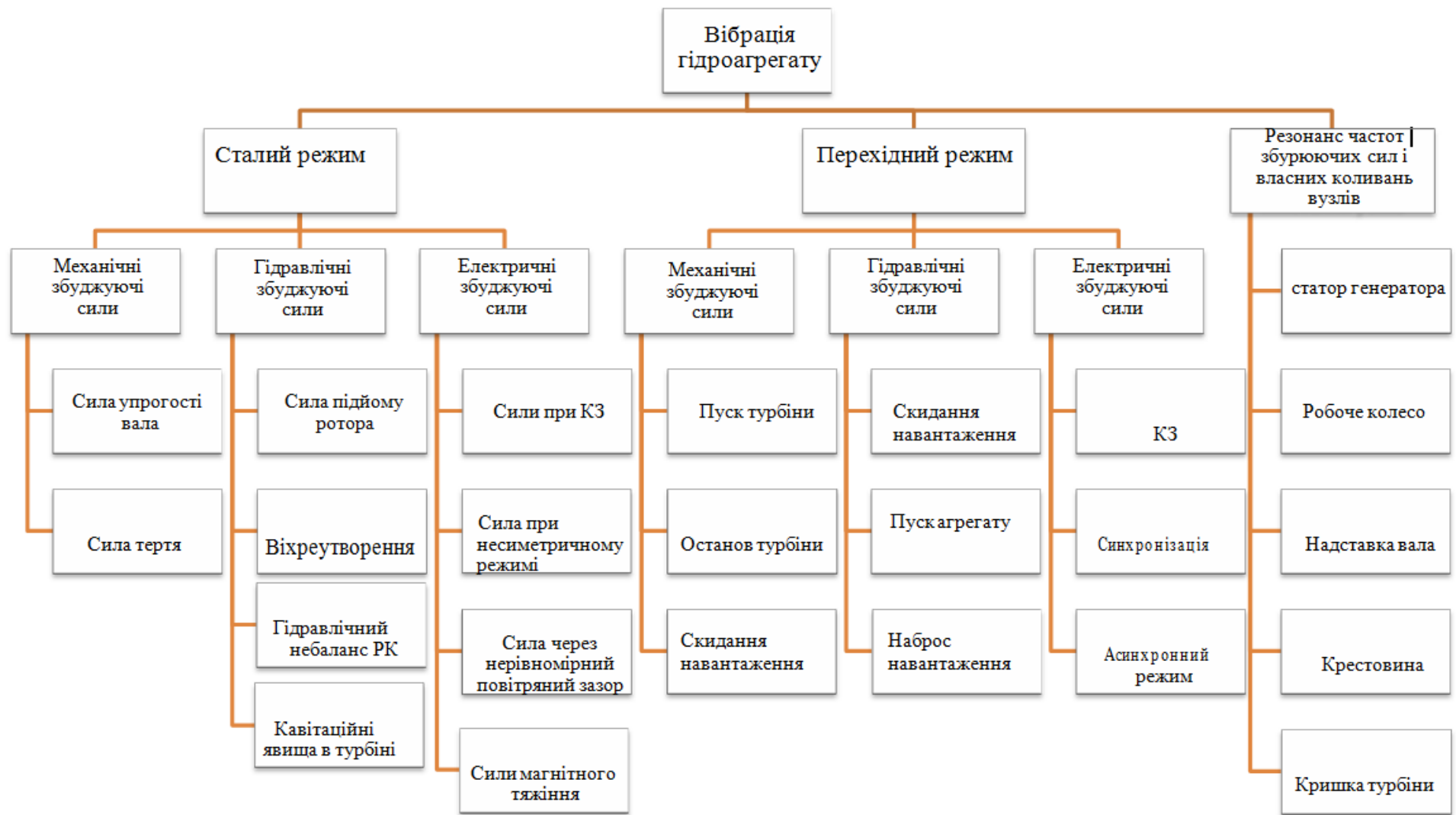


Рисунок 1.2 – Діаграма збуджуючих сил, що викликають вібрацію гідроагрегата

Радіальна жорсткість підшипників C_p складається з двох складових жорсткості (рис. 1.3):

– жорсткості системи "вал-масляний (водяний) шар – вкладиш", надалі жорсткість вкладиша C_{p1} ;

– жорсткості системи "корпус підшипника – кришка турбіни (або хрестовина)", надалі корпусна жорсткість C_{p2} .

Сумарна податливість підшипника може бути отримана підсумовуванням піддатливості системи "вал-масляний (водяний) шар вкладиш" λ_{p2} і системи "корпус підшипника – кришка турбіни (або хрестовина)" λ_{p1} .

$$\lambda_p = \lambda_{p1} + \lambda_{p2} \quad (1.16)$$

або

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{p1}} + \frac{1}{C_{p2}} \quad (1.17)$$

Тоді сумарна радіальна жорсткість підшипника C_p може бути отримана за формулою (1.18):

$$C_p = \frac{C_{p1} \cdot C_{p2}}{C_{p1} + C_{p2}} \quad (1.18)$$

Складові радіальної жорсткості C_{p1} і C_{p2} можуть бути знайдені з наступних виразів:

$$C_{p1} = \frac{R_{ni\partial}}{\delta_{ynp}} \quad (1.19)$$

$$C_{p2} = \frac{R_{ni\partial 2}}{A} \quad (1.20)$$

де R_{nio} – навантаження на підшипник; $\delta_{упр}$ – пружне переміщення системи "вал–масляний (водяний) шар вкладиш" під дією сили; R_{nio2} – переміщення системи "корпус підшипника–кришка турбіни (хрестовина)" під дією сили.

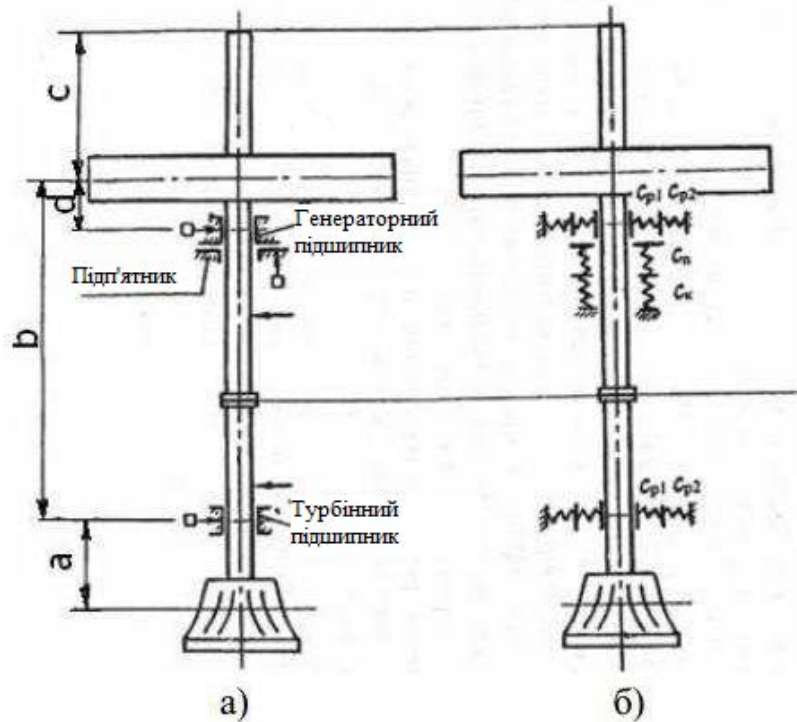


Рисунок 1.3 – Схема гідроагрегату з пружними зв'язками:

а – конструктивна схема агрегату; б – розрахункова схема агрегату

Сумарна жорсткість опорних вузлів необхідна для розрахунку власних частот коливань ротора агрегату в радіальній площині, а складові жорсткостей – для визначення навантажень в підшипниках [19].

Для більшості агрегатів жорсткості направляючих підшипників перебували в режимі холостого ходу без порушення або режимі синхронного компенсатора. Корпусна жорсткість C_{p2} не має принципових відмінностей для турбінних та генераторних підшипників [20].

У переважної більшості підшипників діючих машин ця складова радіальної жорсткості знаходиться в межах $(21 \div 50) \cdot 10^8$ Н/м. Зміна жорсткості в межах зазначеного інтервалу (в 2,4 рази) означає, що при однаковому

динамічному навантаженні на підшипник вібрації будуть відповідно в 2,4 рази вище на тих ГЕС, де менше складова корпусної жорсткості C_{p2} .

Друга складова радіальної жорсткості підшипника «вал–масляний (водяний) шар–вкладиш» C_{p1} істотно нижче за величиною «корпусної» жорсткості C_{p2} і визначає практично повністю значення сумарної жорсткості підшипника. Чим менше жорсткість C_{p1} , тим вище биття валу щодо корпуса підшипника при однаковому динамічному навантаженні і виставленому однаковому зазорі «вал – вкладиш» [11].

Низька жорсткість C_{p1} підшипників з гумовими вкладишами нерідко ставала причиною зачіпання робочих коліс за камеру. Невипадково підшипники з гумовими вкладишами на водяній мастилі не застосовуються в зарубіжній практиці, а при реконструкції вітчизняних гідротурбін іноземні фірми завжди вважають за краще бабітові підшипники на масляному змащенні.

Жорсткість підшипників залежить від ряду факторів, найбільш важливими з них є:

- жорсткість підшипника визначається станом опорного вузла, яке змінюється в часі;
- жорсткість може бути нерівномірною по колу підшипника;
- складова жорсткості вкладиша C_{p1} залежить від статичного навантаження на підшипник і тому її величина може відрізнятися на різних режимах роботи турбіни.

Осьова жорсткість гідроагрегату C_{oc} складається з двох складових жорсткості:

- жорсткості опорних болтів і сегментів підп’ятника C_n ;
- жорсткості несучої хрестовини (або кришки турбіни при опорі на неї підп’ятника) C_k .

Сумарна осьова жорсткість гідроагрегату визначається за формулою:

$$C_{oc} = \frac{C_n \cdot C_k}{C_n + C_k} \quad (1.21)$$

Осьова жорсткість C_{oc} визначається при відомому значенні осьового зусилля P_{oc} досить просто. Для визначення жорсткості опори підп'ятника досить розділити відому осьову силу на переміщення опори від дії цієї сили. При цьому точність визначення жорсткості таким способом залежить, перш за все, від точності розрахунку осьового зусилля [12].

Виконання гідроагрегату з опорою підп'ятника на кришку турбіни забезпечує складову осьової жорсткості C_k в два рази вищу, ніж при закріпленні підп'ятника на несучу хрестовину. При однаковому гідродинамічному навантаженні в такому ж відношенні будуть менше і вертикальні вібрації гідроагрегату, який має опору підп'ятника на кришку турбіни.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1:

У першому розділі магістреської роботи було проведено аналіз процесу вібрації в гідроагрегатах ГЕС, визначені методи вимірювання вібрацій та сили, що викликають вібрацію в гідроагрегатах. Крім того означено вплив жорсткості опорних закріплень на вібрацію гідроагрегата.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЦІОНАРНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ

2.1 Вимоги до системи вібраційного контролю

На підставі проаналізованої літератури [3, 4] виділено основні вимоги до розроблюваних систем:

1. Система віброконтроля повинна забезпечити прийом і перетворення сигналів від датчиків системи діагностики генератора.

2. Засоби виміру вібрації і биття вала слід встановлювати на гідроагрегатах станції в одних і тих же місцях і бажано з однаковими технічними та метрологічними характеристиками.

3. Датчики биття вала повинні бути безконтактними з зазором між датчиком і валом не менше 2 мм, стійкими до впливу води та масла.

4. Основні вимоги до пристрою виміру биття:

- робочий діапазон частот: $0,4 \div 20$ Гц;
- робочий діапазон розмаху биття: $30 \div 2000$ мкм;
- робочий діапазон температур: $+5 \div +40$ °С;
- допустима індукція зовнішнього магнітного поля: 0,1 Тл.

5. Система повинна дозволяти "осцилографувати" значення зазору при обертанні вала агрегату (періодично і за запитом персоналу).

6. Повинен здійснюватися віброконтроль наступних параметрів вібрації: амплітуд і фаз вібрацій нерухомих частин і биття вала.

7. Система повинна мати вбудований аналізатор для виділення і вимірювання гармонійних складових вібрації і биття вала.

8. Моніторинг і контроль вібраційних параметрів повинен бути безперервним.

9. Повинна бути передбачена можливість перегляду сигналів по всіх вимірювальних каналах в режимі реального часу.

10. Повинна бути передбачена можливість перегляду осцилограм руху вала.

11. Необхідно передбачати виконання функції захисту, діючої на сигнал при виявленні таких несправностей:

- механічне розбалансування ротора генератора;
- механічний і гідравлічний дисбаланс робочого колеса турбіни;
- спотворення форми ротора і статора генератора;
- несоосність ротора і статора генератора;
- ослаблення бандажних кілець ротора генератора;
- деформація корпусу статора генератора;
- підвищена вібрація корпусів підшипників та опорних конструкцій агрегату;
- підвищені вібрації або руйнування елементів напрямних підшипників;
- виткове замикання в обмотці одного з полюсів ротора.

12. Вихідний релейний модуль повинен забезпечувати видачу попереджувальних і аварійних сигналів роздільними ланцюгами.

13. Повинен бути передбачений ключ для оперативного виводу дії захисту на останов гідроагрегату за параметрами вібрації.

14. Повинні бути виключені помилкові спрацьовування при перехідних режимах роботи генератора.

15. Інформація від системи віброконтроля про стан гідрогенератора повинна надходити на сервер баз даних по інформаційно-обчислювальній мережі. Користувачі повинні працювати з серверами баз даних.

16. Необхідно забезпечувати можливість роботи системи спільно з АСУТП станції. Системи постійного віброконтроля повинні бути локальними підсистемами агрегатного рівня АСУТП ГЕС.

17. У АСУТП повинен бути організований архів даних по сигналізації, трендам і часовим сигналам (осцилограмами). Дані вимірювань повинні архівувати в режимі реального часу з відхиленням не більше 5 мс.

2.2 Основні завдання контролю вібраційного стану гідроагрегатів

Основними завданнями контролю вібраційного стану гідроагрегатів є:

Підвищення надійності роботи гідроагрегатів: Своєчасне виявлення дефекту дозволяє попередити виникнення великих наступних втрат і підвищити захист персоналу і навколишнього середовища.

Підвищення готовності обладнання до експлуатації: В результаті безперервного контролю машини можна обмежити кількість ревізій, інспекцій, позапланових відключень машини.

Обмеження часу ревізій і витрат, пов'язаних з ремонтом: За допомогою безперервного контролю з автоматичною діагностикою можна вже протягом експлуатації визначити причини відмов і несправностей машин і своєчасно запланувати заходи по поточному ремонту (заміну пошкоджених деталей, вирівнювання муфт і балансування).

Збільшення терміну служби: Оптимізація пуску, відключення, перехідних процесів і попередження утворення некоректних експлуатаційних станів.

Методи експлуатаційного контролю вібрації гідроагрегатів:

- періодичний контроль;
- безперервний контроль з використанням стаціонарних систем [4].

Періодичний контроль може здійснюватися як стаціонарними системами, так і переносними системами. У стаціонарних системах це може бути реалізовано в автоматичному режимі. Періодичний контроль передбачає вимірювання з певною періодичністю [6].

У системах безперервного контролю датчики вібрації встановлені стаціонарно, а результати вимірювань записують і зберігають в безперервному режимі в процесі роботи машини. Одним з очевидних переваг такої системи є можливість оцінки стану машини в реальному масштабі часу [7].

2.3 Розробка структурної схеми системи стаціонарного віброконтроля гідроагрегату

Система вібраційного контролю поділяється на 3 рівні: нижній рівень, середній і верхній. Структурна схема системи вібраційного контролю представлена на рис. 2.1. Нижній рівень включає в себе первинні перетворювачі, які встановлюються безпосередньо на гідроагрегат, служать для вимірювання наступних параметрів: биття валу агрегату; вібрації корпусів напрямних підшипників і опори під'ятника; вібрації сердечника статора генератора; кавітаційний шум в проточній частині; режимні параметри агрегату (потужність, тиск, висоту відсмоктування, відкриття направляючого апарату); позначку положення ротора. Середній рівень включає в себе систему управління і захисту, яка забезпечує безперервний контроль за вимірюваними параметрами і порівнює їх величини з граничними значеннями. Основою такої системи є можливості засобів вимірювань при мінімальних вимогах до оператора, якого в автоматичній системі може і не бути [8].

У верхній рівень входить: сервер моніторингу вібрації, служба моніторингу обладнання, сервер блок, що включає в себе архів і систему відображення даних, за допомогою який оперативна служба стежить за станом гідроагрегату. На даному рівні здійснюється діагностика, тобто здійснюється перехід до оцінки технічного стану обладнання. Ефективність залежить від кваліфікації і досвіду експертів, що виконують аналіз результатів вимірювань.

Вимоги до порядку виконання вібраційного контролю та норми вібрації для обладнання визначаються нормативними документами. При оцінці вібраційного стану машин застосовуються два критерії. Перший критерій пов'язаний зі значеннями вимірюваних параметрів вібрації, а другий – зі змінами цих значень [9].

Другий критерій заснований на оцінці зміни значення параметра вібрації в порівнянні з попередньо заданим еталонним значенням в сталому режимі роботи машини [10].

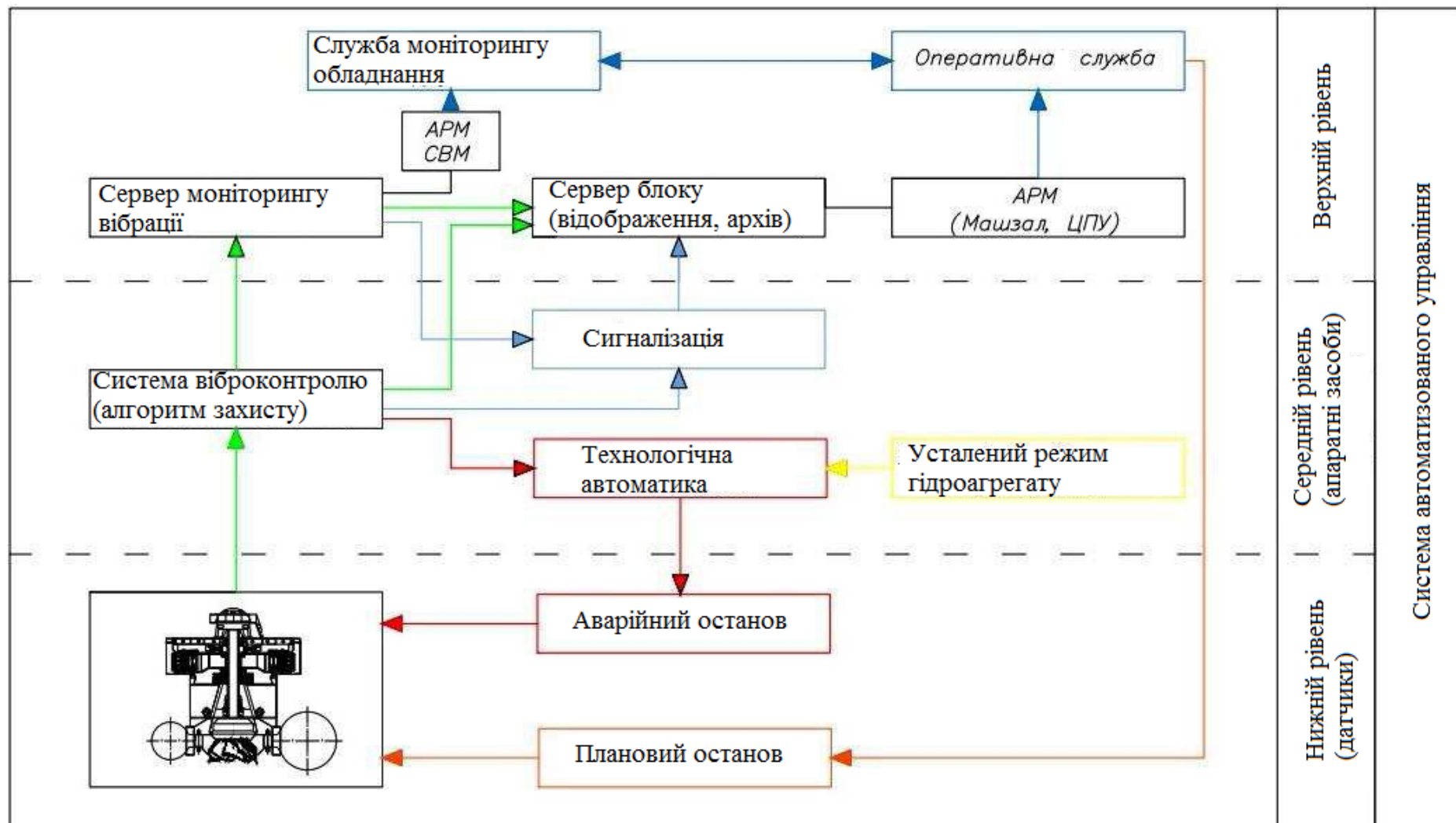


Рисунок 2.1 – Структурна схема вібраційного контролю

2.4 Аналіз первинних перетворювачів, встановлених на гідроагрегатах ГЕС

Визначення причин вібрації і сил, що збурюють та викликають цю вібрацію, вимагає застосування високоякісної апаратури, що дозволяє з мінімальними похибками перетворити і записати вимірювані величини [11].

У процесі дослідження вібрації агрегатів виникає необхідність вимірів вібрації окремих вузлів агрегату; деформації та переміщення окремих деталей і вузлів агрегату; зміни тиску в різних ділянках проточної частини агрегату.

Специфічна особливість гідроагрегатів полягає в тому, що діапазон основних частот вібрації і сил, що збурюють та діють в агрегаті, становить від 0,5 до 500 Гц [12].

До вібровимірювальної апаратури для дослідження вібрації агрегатів ГЕС пред'являються наступні основні вимоги:

1. Забезпечення вимірювання частоти в діапазоні від 0,5 до 500 Гц.
2. Діапазон вимірюваних амплітуд коливань повинен знаходитися в межах від 0 до 2000 мкм.
3. Чутливість перетворювачів повинна забезпечувати вимір зсуву до 5 мкм.
4. Похибка вимірювання амплітуд вібрації повинна бути не більше $\pm 5\%$.
5. Забезпечення вимірювання зсуву фази вібрації в межах $0-360^\circ$.
6. Фазова похибка не повинна перевищувати 10%.
7. Повинен бути відсутнім вплив компонент вібрації друг на друга.
8. Можливість вимірювання вібрації окремо в трьох напрямках.
9. Стабільність налаштування і характеристик при коливанні навколишньої температури в межах $\pm 15^\circ\text{C}$.
10. Відсутність впливу змінних магнітних і електростатичних полів з частотою 50 Гц.

11. Відтворення без великих спотворень одиничних імпульсів вібрації.

12. Висока зносостійкість.

Датчик вібрації (віброметр) – прилад, що дозволяє визначати параметри вібраційних явищ. Найбільш часто віброметри використовуються для визначення [13]:

1. Віброшвидкостей.

2. Віброприскорення.

3. Вібропереміщень.

За принципом механізмів перетворення датчики бувають:

- п'єзоелектричні;
- пптичні;
- вихороструміві;
- ємнісні.

З вище перерахованих видів перетворення найбільш широко використовуються п'єзоелектричні, вихореструміві і ємнісні.

П'єзоелектричні акселерометри

В основу роботи даного типу приладів покладено п'єзоефект – явище виникнення різниці потенціалів на п'єзокристалі при його механічній деформації. Усередині корпусу віброметра міститься інертне тіло, підвішене на пружних елементах, що містять п'єзоелектричний матеріал. Якщо корпус приладу прикріплений до вібруючої поверхні, пружні елементи зареєструють коливання інертного тіла, яке не прикріплено безпосередньо до корпусу, а тому прагне зберігати своє початкове положення. В цілому, в даній конфігурації п'єзоелектричний віброметр є не що інше, як акселерометр [14].

П'єзоелектричний акселерометр є універсальним вібродатчиком, в даний час застосовуються майже у всіх областях вимірювання і аналізу механічних коливань. Експлуатаційна характеристика п'єзоелектричних акселерометрів краще характеристики будь-якого іншого вібродатчика. П'єзоелектричні акселерометри відрізняються широкими робочими

частотним і динамічним діапазонами, лінійними характеристиками в цих широких діапазонах, міцною конструкцією, надійністю і довготривалою стабільністю параметрів [15].

Так як п'єзоелектричні акселерометри є активними датчиками, які генерують пропорційний механічним коливанням електричний сигнал, при їх експлуатації не потрібно джерело живлення [16].

Відсутність рухомих елементів конструкції виключає можливість зносу і гарантує виняткову довговічність п'єзоелектричних акселерометрів. Відзначимо, що віддаваний акселерометром сигнал, пропорційний прискоренню, можна інтегрувати з метою вимірювання та аналізу швидкості і зміщення механічних коливань [17].

Основним елементом п'єзоелектричного акселерометра є диск з п'єзоелектричного матеріалу, в якості якого використовується штучно поляризована ферроелектрична кераміка. Піддаваний дії сили (при розтягуванні, стисненні або зсуві) п'єзоелектричний матеріал генерує на своїх поверхнях, до яких прикріплені електроди, електричний заряд, пропорційний впливаєчій силі. П'єзоелектричний акселерометр з елементами конструкції представлений на рис. 2.2.

П'єзоелемент практичних п'єзоелектричних акселерометрів сконструйований так, що при порушенні механічними коливаннями передбачена в корпусі акселерометра маса впливає на нього силою, яка пропорційна прискоренню механічних коливань. Це відповідає закону, згідно з яким сила дорівнює добутку маси і прискорення [18].

На частотах значно менших резонансної частоти загальної системи маса – пружина прискорення маси акселерометра ідентично прискоренню його основи і, отже, віддає акселерометром електричний сигнал пропорційний прискоренню впливаєчих на нього механічних коливань.

Основні варіанти конструкції практичних п'єзоелектричних акселерометрів наступні:

- варіант стиснення, в якому маса впливає силою стиснення на п'єзoeлектричний елемент;
- варіант зрушення, характерним для якого є робота п'єзoeлемента під дією зрізаючого зусилля, що обумовлюється внутрішньою масою акселерометра.

Основним недоліком цього класу приладів є необхідність дотику чутливої частини з вимірюваним об'єктом.

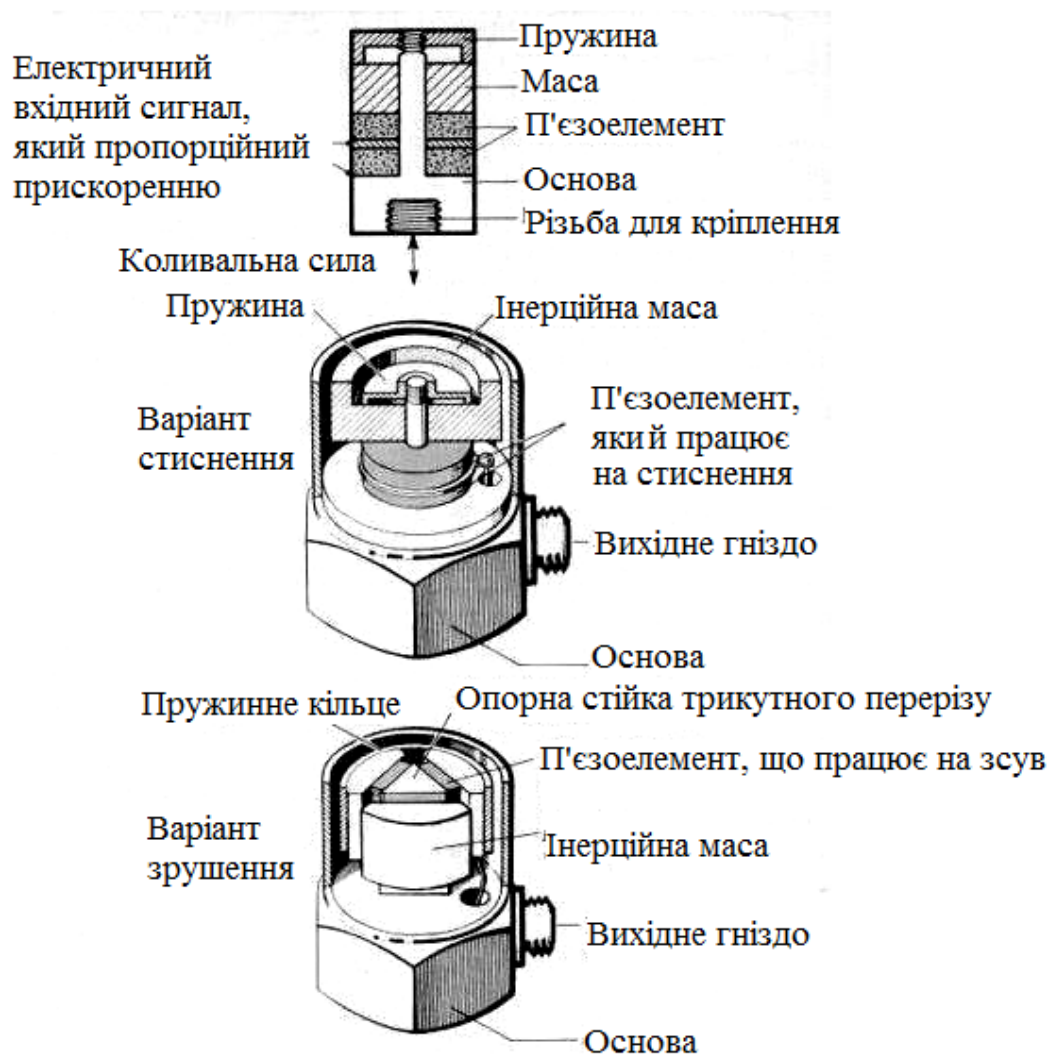


Рисунок 2.2 – П'єзoeлектричний акселерометр

Вихорострумові датчики вібрації

Вихорострумові датчики призначені для безконтактного вимірювання вібрації переміщення і частоти обертання електропровідних об'єктів.

Найбільш часто об'єктом контролю є осьовий зсув і радіальна вібрація валу ротора щодо корпусу. Вихрострумний датчик складається з безконтактного вихрового зонда, подовженого кабелю і драйвера. На рис. 2.3 представлений вихрострумний датчик [19].

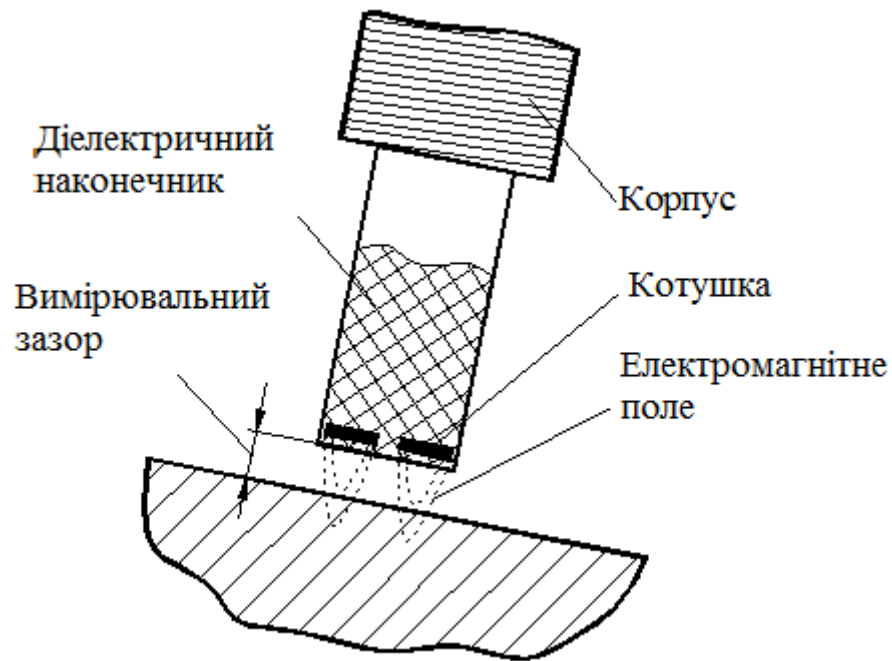


Рисунок 2.3 – Вихрострумний датчик

Вихровий датчик являє собою металевий зонд з діелектричним наконечником на одному кінці і невеликим відрізком коаксіального кабелю на іншому. За допомогою коаксіального подовжуючого кабелю зонд підключається до драйверу. Драйвером є електронний блок, який виробляє сигнал збудження пробника і здійснює виділення інформативного параметра.

Вихідним сигналом драйвера є, електричний сигнал пропорційний відстані від торця вихрового пробника до контрольованого об'єкта [20].

У торці діелектричного наконечника вихрового зонда знаходиться котушка індуктивності. Драйвер забезпечує збудження височастотних коливань в котушці, в результаті чого виникає електромагнітне поле, яке взаємодіє з матеріалом, що контролюється. Якщо матеріал має електропровідність, на його поверхні наводяться вихрові струми, які, в свою

чергу, змінюють параметри котушки – її активний і індуктивний опір. Параметри, змінюються при зміні зазору між контрольованим об'єктом і торцем зонда. Датчик перетворює ці зміни в електричний сигнал, здійснює його лінеаризацію і масштабування [11].

Використання з'єднувального кабелю, що складається з двох частин – кабелю зонда і подовжувача кабелю вигідно з технологічної точки зору. За допомогою типового набору подовжувальних кабелів різної довжини, зручно задавати загальну довжину системи. Для захисту від механічного ушкодження весь кабель або його окремі частини армуються [12].

Драйвер є герметичною металеву коробку, на якій є коаксіальний з'єднувач для підключення кабелю, а також клеми живлення, землі, загального проводу і вихідного сигналу [13].

Вихорострумові датчики мають гарний частотний діапазон (реакція на зміну відстані між торцем зонда і об'єкта контролю). Зазвичай частотний діапазон становить $0 \div 10000$ Гц. При цьому нерівномірність амплітудно-частотної характеристики не перевищує 0,5 дБ.

Вхідним параметром вихреструмвого датчика є величина зазору між торцем пробника і електропровідним об'єктом. Величина вимірюваного зазору становить кілька міліметрів і залежить від діаметра котушки, укладеної в торці діелектричного наконечника. Вихідний сигнал, пропорційний вимірюваному зазору, може бути представлений у вигляді напруги, струму або в цифровому форматі (визначається типом системи спостереження) [1].

Для драйверів з вихідним сигналом у вигляді напруги вказують чутливість (коефіцієнт перетворення зазору в електричний сигнал), яка в більшості випадків становить 8 мВ/мкм. Часто для сполучення вихреструмвого датчика з типовими системами моніторингу необхідно додаткове перетворення вихідної напруги в формат 4-20 мА струмової петлі або в цифровий вигляд. Пристрої, що поєднують функції драйвера і додаткового формувача називають трансмітерами. Пріоритетною сферою

використання вихорострумів датчиків є контроль осьового зсуву і поперечного биття валів гідроагрегатів. Застосування для цих цілей датчиків швидкості і прискорення, хоча і допустимо, але невиправдано, оскільки через слабкий діапазон на низьких частотах (<10 Гц) і значне поглинання вібрації масивним корпусом установки, результат буде мати велику похибку. Вихорострумівий метод навпаки володіє винятковою точністю, оскільки не тільки не має нижньої межі по частоті, але і не вимагає математичної обробки результатів вимірювання через пряму відповідність вихідного сигналу поточною зміщенню вала або вимірювального буртика щодо корпусу. Для вимірювання величини радіальної вібрації, як правило, використовують два датчика встановлені перпендикулярно валу і розгорнуті відносно один одного на 90 градусів [2].

Ортогональне X-Y розміщення датчиків покращує діагностичні можливості, оскільки при наявності відповідних засобів моніторингу дозволяє візуально спостерігати орбіту руху вала в радіальній площині. Для вимірювання осьового зсуву датчик розміщують паралельно осі в торці вала та (або) паралельно площині вимірювального буртика. У деяких випадках для посилення діагностичних можливостей в торці вала рекомендується встановлювати два датчика. Це дозволяє крім зміщення вимірювати кут відхилення вала від осьової лінії. Вихорострумові датчики часто використовуються для вимірювання частоти обертання або кутового положення ротора. Формування відгуку датчика забезпечується невеликим виступом або поглибленням на валу. Такий датчик називають фазовим ключем (формував фазової мітки). Його часто використовують спільно з X-Y датчиками радіальної вібрації для визначення орієнтації орбіти руху вала щодо фазової мітки. Ця інформація дозволяє легко визначити місце установки противаги для усунення дисбалансу вала. Для вимірювання кутового положення ідеально підходить зубчасте колесо. Кількість імпульсів, що відповідають числу зубців від початку відліку визначає поточне кутове положення вала [3].

Використання в вихрострумовій системі трансмітера замість драйвера дозволяє отримати на виході сигнал, величина якого прямо пропорційна числу оборотів в хвилину або вібрації від піку до піку в усьому частотному діапазоні.

Оптичні віброметри

В основу роботи оптичного віброметра подібно ультразвуковим датчикам переміщення покладено ефект Доплера. Прилад зазвичай містить лазерне джерело випромінювання, оптичну схему, а також електронну схему обробки. При відображенні випромінювання від нерухомого об'єкта довжина хвилі прийнятого променя не відрізняється від справжньої довжини хвилі лазера. Якщо об'єкт переміщується вздовж осі випромінювання, відбувається зрушення довжини хвилі відбитого випромінювання на деяку величину (ефект Доплера), значення і знак якої несуть інформацію про швидкість і напрямок руху об'єкта, а використовувана в складі приймального оптичного модуля інтерферометрична схема дозволяє визначити цю величину. Таким чином, коливання поверхні, що відбиває модулює частотний зсув, і електронна обробка цього сигналу модуляції дозволяє отримати параметри вібраційних коливань. Принципова схема оптичного віброметра представлена на рис. 2.4.

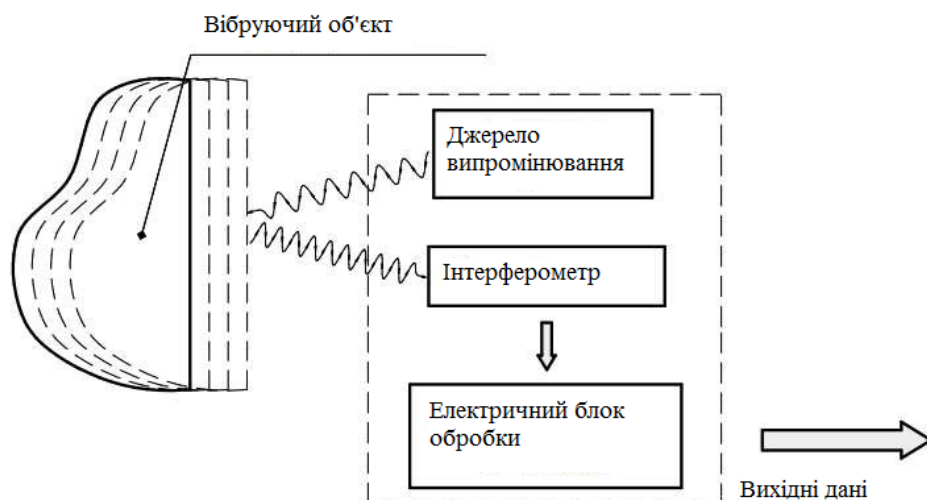


Рисунок 2.4 – Принципова схема оптичного віброметра

Одним з основних переваг оптичних віброметрів є те, що діагностика з їх допомогою може проводитися безконтактно, при їх використанні в стаціонарному вимірювальному комплексі потрібно лише одноразова фокусування на вимірюваної поверхні. Крім того, пристрою цього типу мають високу точність і швидкодію, оскільки позбавлені рухомих елементів. До недоліків можна віднести досить високу ціну [4].

2.5 Дослідження та аналіз місць установки датчиків

1. На генераторному підшипнику (датчики 1,2 вимірюють відносне радіальне вібропереміщення вала надставки в районі генераторного підшипника, датчики 3,4 вимірюють абсолютне радіальне вібропереміщення генераторного підшипника, датчик 5 вимірює абсолютне вертикальне вібропереміщення генераторного підшипника з боку НБ) [5].

2. У зазорі статора генератора (датчики 6,7 – вимірюють повітряний зазор головного генератора (16 точок контролю)).

3. У підп'ятнику генератора (датчики 8,9 служать для вимірювання відносного вертикального вібропереміщення диска підп'ятника).

4. На опорі підп'ятника (датчик 10 вимірює абсолютне вертикальне вібропереміщення опори підп'ятника з боку нижнього б'єфу).

5. Під підп'ятником (датчик 11 лічильник оборотів).

6. На турбінному підшипнику (датчики 12,13 служать для вимірювання абсолютного радіального вібропереміщення турбінного підшипника, датчик 14 для вимірювання абсолютного вертикального вібропереміщення турбінного підшипника з боку НБ, датчики 15,16 – відносне радіальне вібропереміщення вала в районі турбінного підшипника).

7. На лопатках направляючого апарату (датчики 17,19 служать для вимірювання абсолютного вертикального віброприскорення лопаток направляючого апарату, датчики 18,20 для вимірювання абсолютної радіальної віброшвидкості лопаток направляючого апарату).

8. На кришці турбіни (датчик 21 вимірює відносне радіальне вібропереміщення кришки турбіни з боку НБ, датчики 22,23 – відносне вертикальне вібропереміщення кришки турбіни).

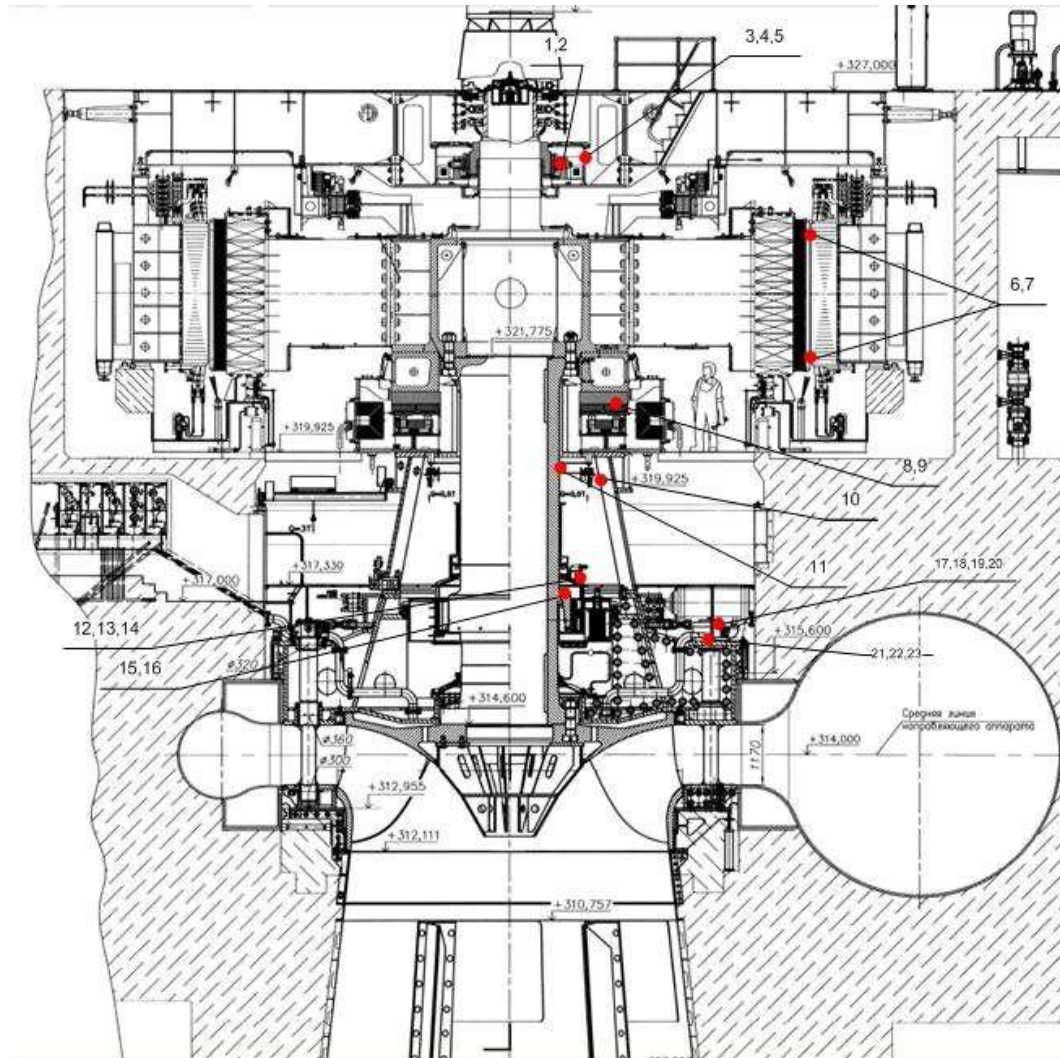


Рисунок 2.5 – Місця розміщення датчиків вібрації

2.6 Дослідження процесу обробки даних після зняття інформації з датчиків

Масштабування сигналу

З джерела вібрації отримуємо вхідний сигнал 50g (рис. 2.6), датчик перетворює його в напругу 5 В (рис. 3.7). Коефіцієнт чутливості датчика:

$$K_u = \frac{U_{\text{вих}}}{f_{\text{вх}}} = \frac{5}{50} = 100 \text{ mB} / g \quad (2.1)$$

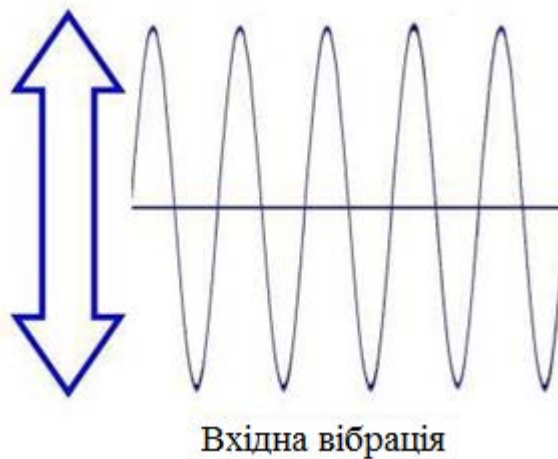


Рисунок 2.6 – Осцилограма вхідної вібрації



Рисунок 2.7 – Осцилограма вихідної напруги

Після масштабування аналогового сигналу, відбувається його перетворення в цифровий.

Аналогово-цифрове перетворення

Датчик створює аналоговий сигнал, пропорційний вібрації. Далі сигнал надходить, на аналогово-цифровий перетворювач, який з постійною швидкістю вибірки перетворює безперервний аналоговий сигнал вібрації в ряд дискретних вибірок. АЦП перетворює кожне миттєве значення амплітуди вибірки в цифрове значення для введення в пам'ять даних [6].

Дозвіл по амплітуді. Розмір вибірки – частина конструкції пристрою збору даних і не регулюється. Типові розміри вибірки для сучасних портативних пристроїв збору даних: 14-біт, 16-біт, і 18-біт.

Дозвіл по часу. Частота дискретизації визначається побічно виходячи з обраної максимальної частоти, яка відображається в спектрі. Налаштування діапазону частот задається для кожної опитуваної точки вимірювання.

Обробка цифрового сигналу

Після перетворення аналогового сигналу в цифровий, його необхідно обробити для подальшого аналізу фахівцем. При вимірі вібраційного сигналу датчик фіксує коливання різних частот, в тому числі і вібраційний шум від інших елементів агрегату. Для повноцінного аналізу, необхідно за допомогою програмного забезпечення розбити композитний сигнал вібрації на частотні компоненти, з яких він складається, для цього застосовується швидке перетворення Фур'є (ШПФ).

Частота дискретизації встановлюється шляхом завдання діапазону частот спектра $f_{\max}$.

$$f_{\text{диск}} = 2,56 \cdot f_{\max} \quad (2.2)$$

Кількість цифрових вибірок встановлюється шляхом задання числа спектральних ліній. Розбиття композитного сигналу на частотні компоненти представлено на рис. 2.8.

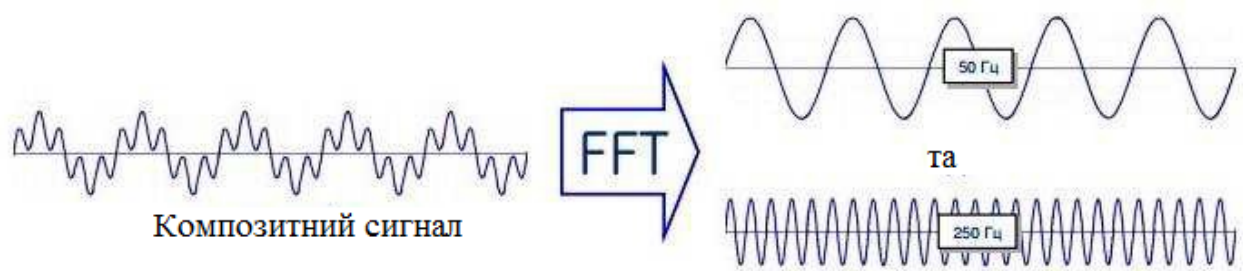


Рисунок 3.8 – Розбиття композитного сигналу на частотні компоненти

Після розкладання сигналу на частоти ми можемо перейти з часового домену на частотний. Перехід з часового домену на частотний, представлений на рис. 2.9 [7].

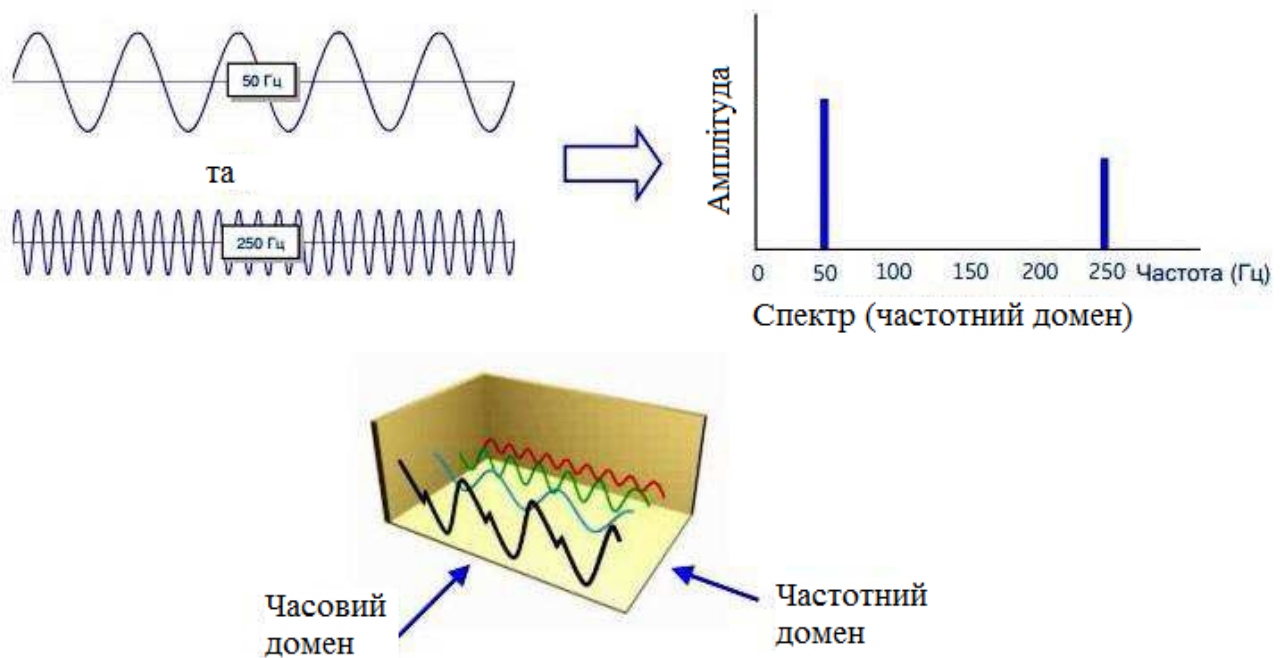


Рисунок 2.9 – Перехід з часового в частотний домен

Після розкладання сигналу на спектри ми можемо зробити аналіз сигналу.

Застосування фільтрів для виявлення джерела вібрацій

В результаті вимірювання вібрації, виникає досить багато перешкод, що виходять від інших агрегатів і устаткування, діагностика таких даних

достатньо складна, в деяких випадках неможлива. Для усунення непотрібних вібраційних коливань використовують фільтри. За допомогою фільтрів можна прибрати непотрібні спектри частот, що дозволяє спростити аналіз вібраційного сигналу.

Амплітудна характеристика фільтрів вібрації представлена на рис. 2.10.

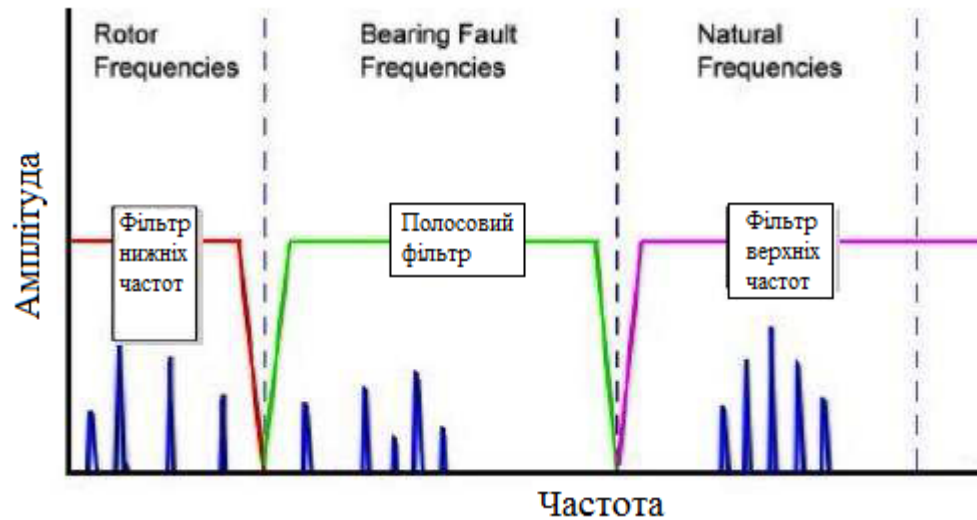


Рисунок 2.10 – Фільтри вібрації

Розрізняють фільтри:

- фільтр нижніх частот
- полосовий фільтр
- фільтр верхніх частот

Фільтр верхніх частот дозволить усунути спектри високих частот, наприклад які не входять в діапазон вібрації ротора і підшипників гідроагрегату. Аналогічно і з смуговим фільтром і фільтром нижніх частот.

2.7 Огляд та підбір систем контролю і діагностики для встановлення на гідроагрегати ГЕС

Система діагностування гідроагрегатів SIMENS

Система діагностування є частиною системи управління гідроагрегатом. У даній системі окремо виділяється система моніторингу параметрів [4]. Контролер системи складається з процесорних і сигнальних модулів «SIMENS» (Сіменс), включаючи виділений процесорний модуль і два модуля швидкодіючих АЦП для вимірювання параметрів биття і вібрацій [8].

Виміряні значення контрольованих параметрів відображаються на операторській панелі, яка розташовується в панелі агрегатного щита управління. Є можливість передачі інформації через інформаційно-обчислювальну мережу на автоматизовані робочі місця оперативного персоналу для відображення. Ця ж інформація передається на сервер для зберігання. Структурна схема підсистеми моніторингу наведена на рис. 2.11 [4].

Для вимірювання биття застосовують безконтактні вихреструмові датчики з діапазоном вимірювання зазорів 2-6 мм [9].

Інформація від датчиків про поточне значення зазору надходить в контролер системи, який виконує первинну обробку, розрахунок обчислюємих параметрів діагностування та формування пакету даних для передачі по інформаційно-обчислювальній мережі.

Вимірюваними параметрами системи моніторингу є:

- горизонтальна і вертикальна вібрація кришки турбіни;
- вертикальна вібрація опори підп'ятника;
- горизонтальна вібрація корпусу статора гідрогенератора;
- горизонтальна вібрація верхньої хрестовини;
- биття вала у турбінного підшипника по б'єфу і по берегах;
- биття вала у фланця генераторного вала по б'єфу;

- биття вала у генераторного підшипника по б'єфу і по берегах;
- биття дзеркала підп'ятника.

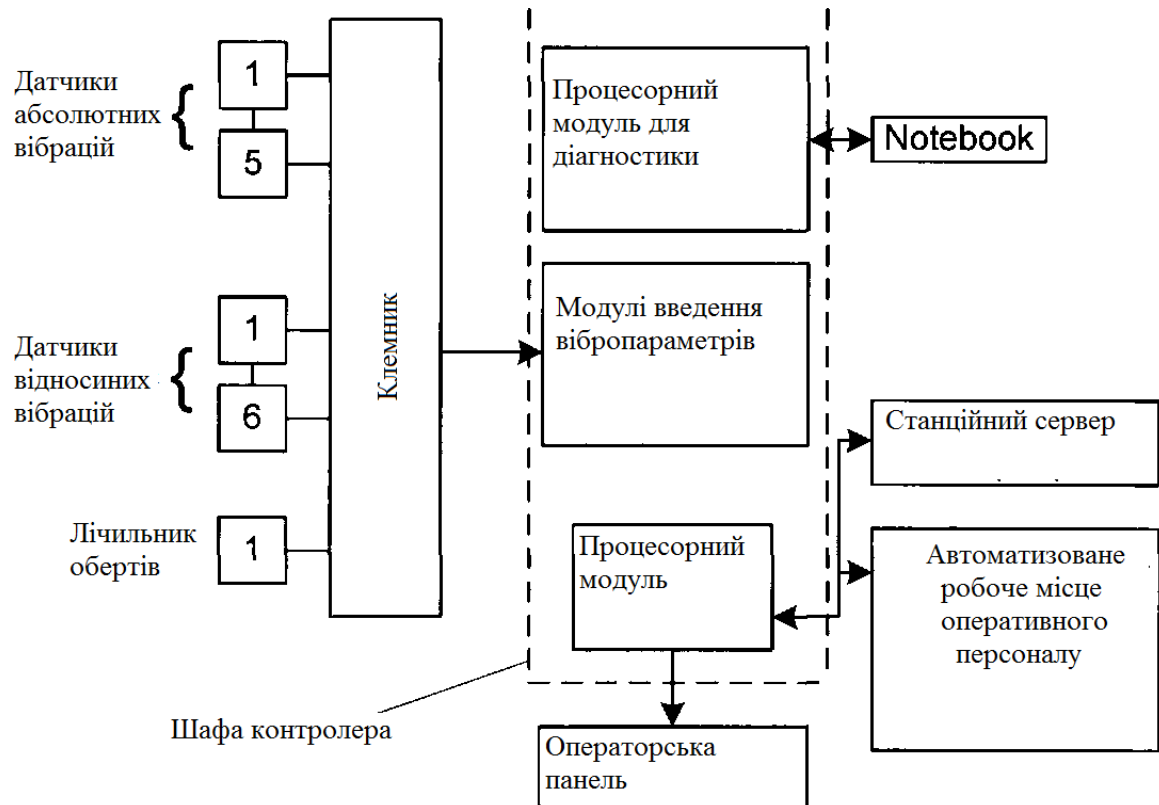


Рисунок 2.11 – Структурна схема підсистеми моніторингу гідроагрегатів
SIEMENS

Для забезпечення введення та обробки осцилограм вібраційних параметрів використовуються модулі швидкодіючих АЦП і додатковий процесорний модуль, що входить в контролер підсистеми моніторингу. АЦП і процесорний модуль забезпечують частоту опитування 330 Гц по кожному з 12 каналів вимірювання параметрів вібрації. Частота вібрації, контрольована підсистемою моніторингу, становить 100 Гц. Це відповідає вібрації статора з полюсною частотою [10].

Використовуючи отримані дані, проводиться визначення загального стану гідроагрегату.

Переваги системи діагностування гідроагрегатів SIEMENS:

- можливість перегляду параметрів вібрації на диспетчерському пульті в реальному часі;

- великий набір контрольованих параметрів вібраційного стану.

Недоліки системи діагностування SIMENS:

- відсутність можливості перегляду осцилограм сигналів вібрацій і биття вала в режимі реального часу з пульта автоматизованих робочих місць;

- не обчислюється зазор між валом і індукційним датчиком, тобто не може бути побудована крива зміни зазору;

- низька частота опитування каналів вимірювань вібраційних параметрів;

- не передбачено автоматичне визначення дефектів.

Апаратно-програмний комплекс автоматизованого моніторингу биття вала гідроагрегатів (АПК «ВАЛ»)

Комплекс АПК "ВАЛ" здійснює безперервний контроль биття вала діючих гідроагрегатів з метою визначення оперативної оцінки їх стану.

В даному комплексі використовуються індукційні датчики, які реєструють биття валу гідроагрегату (коливання зовнішньої поверхні вала щодо несучих конструкцій). Потім сигнали биття перетворюються в цифрову форму в аналого-цифровому перетворювачі. У мікропроцесорі комплексу проводиться розрахунок максимальної величини амплітуди биття вала, реєструється кожним датчиком за один оборот. Всі параметри контролю відображаються на власному моніторі системи, а також на моніторах оперативного персоналу станції, включених в локальну обчислювальну мережу АСУ ТП. Передача даних від блоку обробки до ПЕОМ, в якій міститься мікропроцесор, здійснюється по каналу зв'язку ETHERNET [11].

Комплекс може працювати в двох режимах: в автоматичному автономному та автоматизованому (діалоговому).

В автоматичному автономному режимі АПК "ВАЛ" забезпечує:

- контроль, зберігання і обробку інформації про биття вала гідроагрегату;

- розрахунок максимальної амплітуди биття;
- відображення контрольованих і розрахункових параметрів;
- самоперевірку працездатності самого комплексу.

В автоматизованому режимі АПК "ВАЛ" забезпечує:

- управління режимами функціонування комплексу;
- відображення інформації на всіх етапах обробки даних і її наочну графічну інтерпретацію;

- витяг осцилограмм биття вала.

Переваги АПК «ВАЛ»:

- безперервність роботи;
- можливість перегляду осцилограм.

Недоліки АПК «ВАЛ»:

- не визначається фаза биття;
- немає можливості контролювати симетрію руху вала;
- не контролюється спектр вібрації вала гідроагрегату;
- не передбачено автоматичне визначення дефектів.

Система безперервного контролю стану гідроагрегату типу «SUPER»

Система «SUPER» є комплексною системою безперервного контролю. У даній роботі розглянемо тільки підсистему контролю вібрації [5].

Дана система має блок обробки інформації, що надходить від датчиків, розташованих близько агрегату. Сигнали після обробки, подаються на мікропроцесор, який знаходиться на пульті управління ГЕС. Для отримання інформації про стан гідроагрегату оператор повинен викликати на екран монітора дані від блоку і зробити висновок [12].

Контролюються наступні параметри:

- биття вала у верхнього і нижнього генераторних підшипників по б'єфі і по берегах;

- вібрація на верхньому підшипнику генератора: гармоніки, кратні зворотній частоті і частоті мережі;
- осьовий зсув.

Дані передаються в основний блок 1 раз на годину, причому дані, різко змінюються при зміні режиму агрегату, відкидаються, тобто в системі «SUPER» використовується принцип стабільності. Щогодини в процесор передається спектр вібрацій, безперервний контроль, аналіз стану гідроагрегату в режимі реального часу.

Переваги підсистеми контролю вібрації системи «SUPER»:

- існує можливість визначення спектру вібрації.
- визначає зазор між датчиком і валом.

Недоліки підсистеми контролю вібрації системи «SUPER»:

- не визначає фазу биття вала гідроагрегату;
- немає можливості контролювати спектр вібрації в режимі реального часу (спектр передається тільки 1 раз на годину);
- не передбачено автоматичне визначення дефектів.

Система вібраційного контролю VIMOS (ABB)

В системі VIMOS дані про вібраційний стан надходять по 32 каналам, проводиться аналіз зміни вібрації, спектра частот вібрації за допомогою цифрових фільтрів і швидкого перетворення Фур'є. Результати вимірювань зберігаються в базі даних [5].

При перехідних режимах рівень допустимих коливань може бути встановлений більшим, ніж при нормальному режимі. Система працює в безперервному режимі.

Система VIMOS здійснює контроль наступних параметрів:

- переміщення напрямних підшипників в напрямках від верхнього б'єфу до нижнього і від правого берега до лівого;
- переміщення сегментів підп'ятника;
- вібрація в лобових частинах обмотки;

- вібрація пакета активної сталі статора;
- повітряний зазор між датчиком і валом.

Вимірювання вібрації виробляється по двох перпендикулярних осях, при цьому здійснюється запам'ятовування кількості циклів вібрації за трьома заданими рівнями.

Переваги системи вібраційного контролю VIMOS:

- безперервний режим роботи;
- контроль зазору між датчиком і валом.

Недоліки системи вібраційного контролю VIMOS:

- немає засобів відображення параметрів моніторингу і осцилограм биття;
- не вимірюється фаза биття;
- не передбачено автоматичне визначення дефектів.

Система вібраційної діагностики гідроагрегатів «НВО ЦКТИ»

Система виявляє такі несправності гідроагрегатів:

- механічну невідповідність ротора агрегату (робочого колеса, ротора гідроагрегату);
- злам валу, неперпендикулярності у фланцевому з'єднанні і в підшипнику;
- гідравлічний небаланс робочого колеса;
- електричний небаланс ротора генератора;
- нерівномірність повітряного зазору між ротором і статором генератора;
- підвищені динамічні навантаження на робочому колесі;
- перевантаження напрямних підшипників;
- знос і ослаблення підшипників;
- перевантаження підп'ятника;
- порушення роботи системи регулювання;
- резонансні коливання вала, автоколивання;

- підвищені вібрації заліза статора генератора, стан несучої хрестовини і кришки турбіни.

Для контролю вібрації використані низькочастотні акселерометри з вбудованим підсилювачем типу АНС-257 з робочим діапазоном частот від 1 до 250 Гц. Для вимірювання переміщення вала на агрегаті, повітряного зазору, зміни форми статора і ротора встановлені безконтактні вихореструмові датчики, розроблені ЦКТІ (діапазон амплітуд від 0 до 2 мм, робочий діапазон частот від 0 до 250 Гц) [13].

Переваги системи вібраційного діагностики гідроагрегатів: «НВО ЦКТІ»:

- безперервний режим роботи;
- контроль амплітуд і фаз гармонік сигналу вібрації окремих вузлів гідроагрегату;
- передбачено автоматичне визначення окремих дефектів.

Недоліки системи вібраційного діагностики гідроагрегатів «НВО ЦКТІ»:

- відсутність контролю вертикальної вібрації окремих частин гідроагрегату;
- немає засобів відображення осцилограм биття;
- відсутність сигналізації і захисту за результатами оцінки вібраційного контролю [14].

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2:

У другому розділі дипломної роботи були визначені основні вимоги та завдання контролю вібраційного стану гідроагрегатів та розроблена структурна схема системи стаціонарного віброконтролю гідроагрегату. В розділі проведено аналіз первинних перетворювачів, встановлених на гідроагрегатах ГЕС та досліджено місця установки датчиків. Крім того, проведено огляд та підбір систем контролю і діагностики для встановлення на гідроагрегати ГЕС.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ГІДРОАГРЕГАТІВ ГЕС

3.1 Автоматизована діагностика за параметрами вібрації

Технічне діагностування на основі даних про вібрації гідроагрегату має реалізовувати виявлення дефектів на ранній стадії їх розвитку. Для здійснення такої діагностики необхідно: мати оперативні та достовірні дані про стан агрегату; правильно інтерпретувати отриману інформацію про стан для виявлення дефектів [1].

Дефект – це будь-який стан об'єкта, який не відповідає якоїсь-небудь вимозі нормативно-технічної і (або) конструкторської документації і з плином часу може привести до відмови обладнання [7,8].

Для отримання оперативних даних можна використовувати систему віброконтролю гідроагрегату і алгоритми обчислення амплітуд і фаз гармонічних складових биття вала і вібрації гідроагрегату. Дана система дозволяє в режимі реального часу отримувати, обробляти і передавати дані про биття вала і вібрації. Таким чином, одні й ті ж дані будуть використовуватися, як для технічного контролю гідроагрегату, так і для виявлення дефектів на ранній стадії розвитку (технічне діагностування) [2].

Автоматизована система контролю стану агрегату здатна вимірювати биття вала у верхнього, нижнього і турбінного підшипників гідроагрегату в двох взаємно перпендикулярних напрямках, а також вібрацію. Отже, величини биття вала і вібрації можна використовувати в якості вхідних параметрів для визначення дефектів [3].

Роботи в області створення системи автоматизованого діагностування гідроагрегатів ведуться вже досить багато років. Як приклад, можна навести методику і створену за нею експертну систему [11], засновану на моделі обертання ротора. Для пошуку рішень в даній системі був застосований генетичний алгоритм.

Однак у існуючої системи є недоліки: тривалий час розрахунку; відсутність правил, одержуваних експериментальним шляхом; складність організації міркувань; неможливість передбачити виняткові ситуації, при яких функціональність системи може сильно змінитися. Отже, необхідно створити таку методику діагностування гідроагрегатів, яка виключала б подібні недоліки.

Найбільш вивченим і перспективним напрямком для вирішення завдань діагностування в досліджуваній області є створення експертної системи (системи, заснованої на знаннях). Згідно [15], експертною системою є програма, яка оперує зі знаннями в певній предметній області з метою вироблення рекомендацій або вирішення проблем. Процес роботи експертної системи заснований на застосуванні правил відносин до символічного подання знань.

Експертна система має наступні ознаки:

- моделює механізм мислення людини наближено до вирішення завдань в проблемній області;
- формує певні висновки, ґрунтуючись на знаннях, які вона має в своєму розпорядженні;
- при вирішенні завдань використовує евристичні і наближені методи.

Експертні системи бувають декількох типів [19].

1. Системи, засновані на правилах. У таких системах знання про рішення задач представлені у вигляді правил «якщо ...тоді ...».

2. Системи, засновані на досвіді. Знання представлені у вигляді правил, які приймають форму прямих асоціацій між спостерігаємими явищами і остаточними висновками.

3. Системи, засновані на моделях досліджуваних об'єктів. Такі системи мають механізм міркування, який базується на специфікації і функціональності фізичної системи.

4. Системи, засновані на декількох моделях одночасно (гібридні). У таких системах реалізується комбінований механізм міркування.

Кожен тип експертної системи має свої переваги і недоліки [19].

У даній роботі буде використовуватися гібридна система.

Перевагами гібридної експертної системи на основі правил і моделі є:

- наявність правил, що дозволяє знизити витрати на пошук перед початком міркувань;
- при відсутності евристичних правил, використовуваних в даному випадку, механізм міркувань повертається до вихідних принципів;
- пошук на основі моделі доповнюється евристичним пошуком.

Перевагами гібридної експертної системи на основі моделі і досвіду:

- більш адекватне рішення;
- перевірка схожих випадків до початку пошуку за допомогою міркування на основі моделей;
- існує можливість запису виключень і прикладів в базу правил;
- запис результатів виведення на основі моделей для подальшого використання [7].

У процесі діагностування необхідно за даними, які надходять від системи віброконтроля гідроагрегату, визначити наявність дефектів. В експертних системах це реалізується за допомогою правил відповідності. Основною проблемою є те, що достовірних даних про вплив різних дефектів на вібрацію недостатньо для того, щоб скласти правила відповідності. Для отримання таких даних необхідно провести велику кількість експериментів на реальному гідроагрегаті, при цьому штучно задаючи дефекти. На сьогоднішній день такий підхід неможливий [8].

Рішенням даної проблеми може бути використання моделювання гідроагрегату [11]. Дана модель дозволяє досліджувати вплив окремих сил на обертову частину агрегату і її ушкоджень, які можна порівняти з дефектами реальних агрегатів, на вібрацію.

Отже, моделюючи дефекти, ми отримаємо необхідну базу даних для подальшого використання її в системі СКАД.

На рис 3.1 зображена структурна схема системи автоматизованої діагностики.

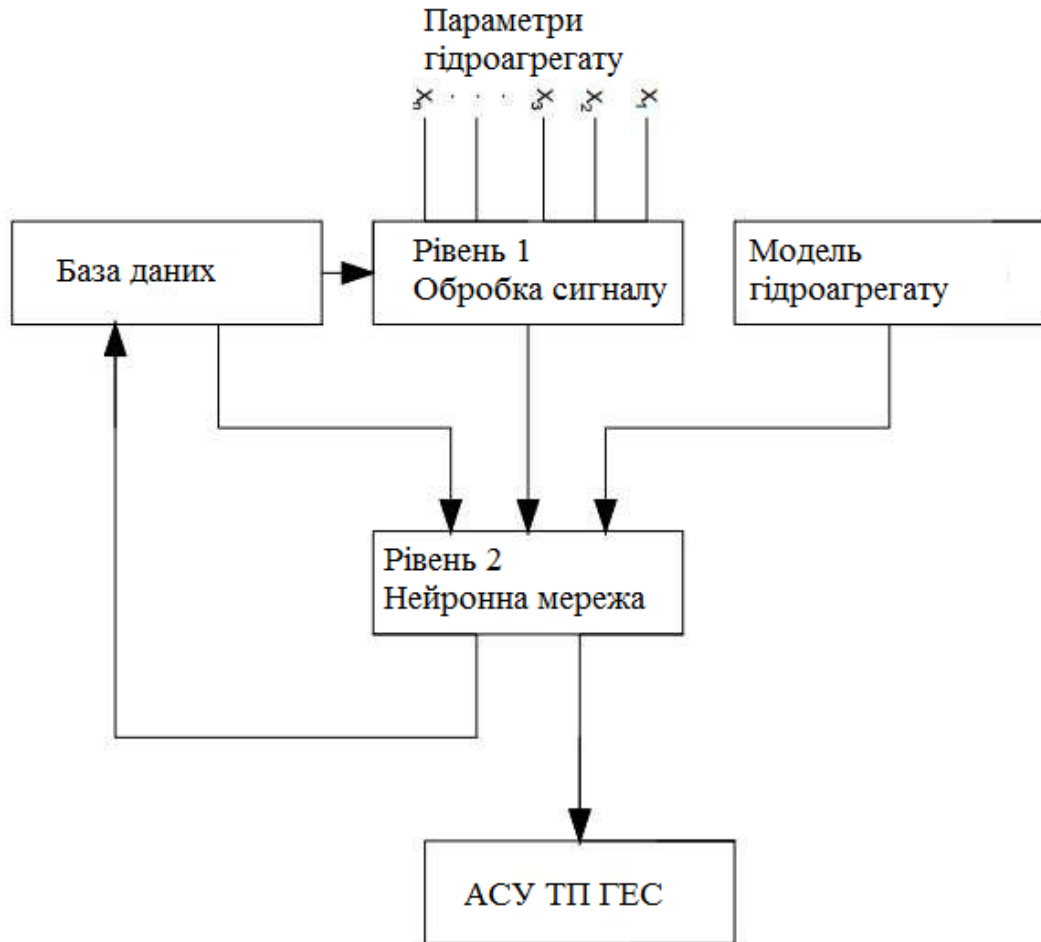


Рисунок 3.1 – Структурна схема системи автоматизованої діагностики

У зв'язку з тим, що неможливо побудувати ідеальну модель реального об'єкта, в даному випадку гідроагрегату, в процесі експлуатації експертної системи існує ймовірність виникнення ситуацій, які не були розглянуті під час моделювання. При цьому експертна система може працювати некоректно. Для виключення подібних випадків в майбутньому необхідно передбачити можливість додавання правил відповідності на основі досвіду експлуатації в загальну базу правил експертної системи [9].

Таким чином, для виявлення дефектів гідроагрегата необхідно використовувати сукупність бази даних з реального досвіду і з комп'ютерної

моделі. Діагностичними ознаками дефектів агрегату при цьому будуть підвищення биття вала в точках, в яких встановлені датчики биття і вібрації. Для спрощення роботи, розглянемо реалізацію моделі і системи СКАД, тільки для дефектів, які можна визначити по биттю вала [10].

В роботі запропоновані такі принципи технічного діагностування гідроагрегатів по биттю вала.

1. Відбір дефектів, які можна виявити, використовуючи дані про биття вала.
2. Визначення биття вала, що відповідають окремим дефектам, за допомогою математичної моделі руху-ротора.
3. Створення системи, здатної при битті вала визначати дефекти.

Для здійснення діагностування в автоматизованому режимі, крім одержуваних даних про биття вала, необхідно також враховувати режими агрегату і дані від системи технічного контролю стану про биття вала.

3.2 Модель гідроагрегату для навчання системи

В якості моделюємої системи розглядається гідроагрегат вертикального виконання. Основним завданням при цьому є моделювання руху ротора, так як це дозволяє відтворити на моделі такі особливості роботи гідроагрегату, які дозволять задавати сили, що діють на обертову частину при наявності дефектів, і визначати вплив цих сил на вібраційний стан агрегату. При розрахунку биття вала ротор розглядається як незакріплене тверде тіло. Такий підхід заснований на тому, що деформації вала при обертанні малі в порівнянні з його переміщеннями через зазори в підшипниках і деформації сегментів підп'ятника. Для математичного опису положення ротора в просторі використовуються дві системи координат $OXYZ$ і $O_pX_pY_pZ_p$ (рис. 3.2) [11].

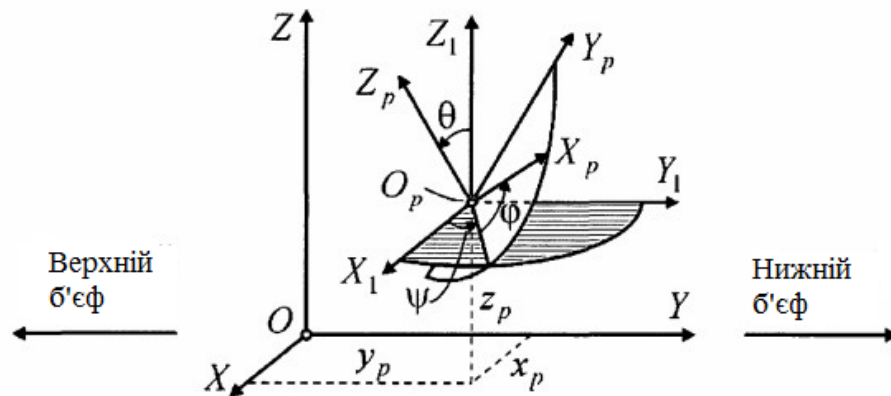


Рисунок 3.2 – Системи координат, що використовуються для опису положення ротора

Для перетворень координат з першої системи в другу вводиться додаткова система $O_1X_1Y_1Z_1$. Центр мас ротора розглядається в нерухомій системі координат $OXYZ$: точка O збігається з центром ваги ротора; вісь OZ збігається з вертикальною віссю симетрії статора; вісь OY спрямована від верхнього б'єфу до нижнього; вісь OX направлена від лівого берега до правого. Рівняння обертання твердого тіла записуються в системі координат $O_pX_pY_pZ_p$, яка жорстко пов'язана з ротором. Точка O_p збігається з центром мас ротора, вісь O_pX_p спрямована вгору і збігається з вертикальною головною віссю інерції ротора, осі O_pY_p і O_pZ_p збігаються з двома іншими головними осями інерції. Рух ротора описується шістьма звичайними диференціальними рівняннями [13,14]. Змінними в даних рівняннях є проекції результуючої сили і результуючого моменту. При цьому сили, які діють на обертову частину гідроагрегату, знаходяться в залежності від швидкості її обертання і поступального руху, і від положення ротора в просторі. Отже, рівняння можна вирішити тільки чисельним методом. При чисельному рішенні рівнянь руху ротора відстані між датчиками і валом ($D_{\sigma,i}$) визначається в певний момент часу ($t_{d,j}$). Найбільш прийнятним є збереження відстаней з наперед заданим періодом дискретизації Δt_d , тоді для будь-якого $t_{d,j} = t_{d,j-1} + \Delta t_d$, де $j = 1, 2, 3 \dots N_t$.

3.3 Застосування теорії нечітких множин в СКАД

Якщо розглядати рішення задачі діагностування в рамках класичної теорії множин, то всі вирази, на яких побудована база знань експертної системи, будуть приймати одне з двох можливих значень: 1, коли вираз «істинний», і 0, коли він «помилковий». Знання, які використовуються при оцінці діагностичних ознак, швидше за базуються не на відносинах між окремими даними і конкретними гіпотезами, а на відносинах між класами даних і класами гіпотез [15]. Це пов'язано з тим, що процес виявлення дефектів відноситься до завдань такого типу, вирішення яких має багатозначний і неточний характер. При такому підході окремі дані (сигнали биття, параметри режиму) класифікуються і розглядаються, як конкретні представники деяких більш загальних категорій. Окремий об'єкт може володіти тільки частиною характерних ознак певної категорії, а здебільшого не володіти, тобто належність такого об'єкта буде розмита. Для формування суджень про такі категорії і належачих до них об'єктах доцільно використовувати запропоновану Заде теорію нечітких множин [16]. Нечітка логіка ближче до людського мислення, ніж традиційні логічні системи [17,18]. Вона надає засоби для відображення невизначеностей і неточностей розглянутих процесів. При цьому припущення про приналежність об'єкта до певні безлічі можуть приймати будь-які дійсні значення в інтервалі від 0 до 1, що видається зручним для визначення ступеня прояву дефектів при експлуатації гідроагрегату. Експертний модуль, в основі якого лежить нечітка логіка, надалі будемо називати нечітким експертним модулем.

У кожному нечіткому експертному модулі всіх трьох рівнів реалізований нечіткий логічний висновок. Нечітким висновком служить апроксимація залежності між вхідними змінними і вихідний на основі лінгвістичних висловлювань на кшталт «Якщо – тоді» і логічних операцій над нечіткими множинами. Основу нечіткого логічного висновку становить композиційне правило Заде [20]. Детальний опис нечіткого логічного

висновку дається в [11, 12, 13, 14]. У загальному випадку нечіткий висновок рішення відбувається за чотири (іноді за три) кроки. Структура нечіткого виведення для експертних модулів системи діагностування показана на рис 3.3.

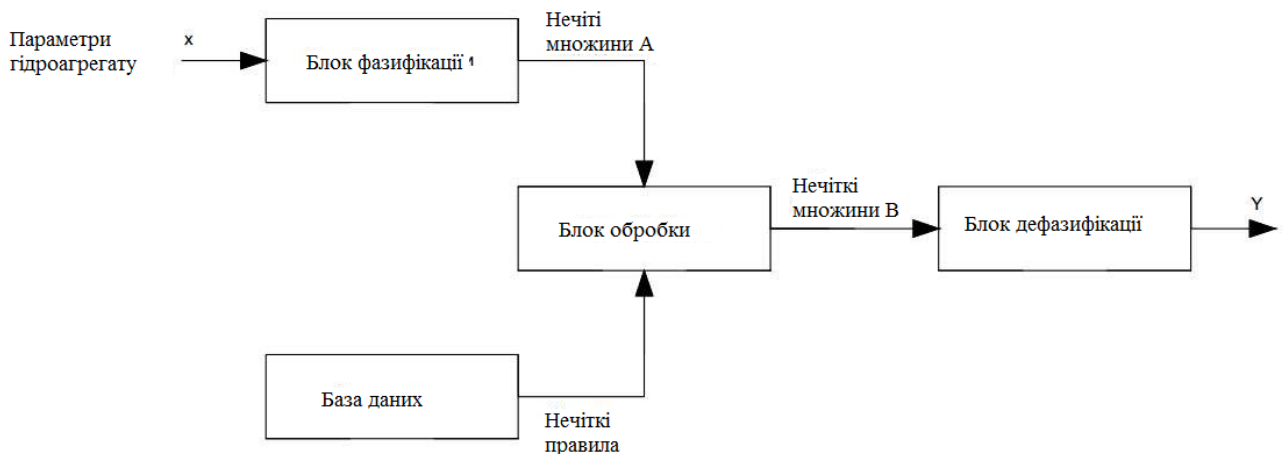


Рисунок 3.3 – Структура нечіткого логічного висновку

Логічний висновок включає наступні кроки:

- фазифікацію;
- реалізацію нечіткого виведення;
- прийняття рішення (композицію);
- дефазифікацію.

Першим етапом нечіткого висновку є фазифікація. На цьому етапі за допомогою функцій приналежності всіх термів вхідних лінгвістичних змінних і на підставі чітких значень вхідних лінгвістичних змінних визначається ступінь впевненості в тому, що вихідна лінгвістична змінна набуває конкретного значення. Основні види функцій приналежності наведені в [11]. Визначення нечіткої множини в процесі фазифікації не накладають ніяких обмежень на вибір конкретної функції приналежності, які використовується при його поданні. На практиці використовують такі функції приналежності, які допускають аналітичне подання у вигляді певної математичної функції. Це дозволяє спростити розрахунки і скоротити

обчислювальні ресурси, які необхідні для зберігання значень цих функцій. Для нечітких експертних модулів всіх трьох рівнів в якості функцій приналежності прийняті кусочно-лінійні функції трикутної форми. Для кожного вхідного параметра нечіткого експертного модуля функція приналежності будується в кілька етапів.

1. Визначення діапазону можливих значень (універсуму) вхідного параметра.

2. Завдання на універсумі початкової безлічі термів. Для всіх вхідних параметрів всіх трьох рівнів початкова множина термів представлена трьома елементами: високе, середнє і низьке значення вхідного параметра.

3. Побудова функцій належності для кожного параметра. В результаті для всіх вхідних параметрів матимемо три функції приналежності термів (рис. 3.4). В процесі нечіткого виведення підключається база знань, в якій записані правила виду «Якщо – тоді», отримані за допомогою моделювання, а також за допомогою винятків, які виникають в процесі експлуатації агрегату. На підставі набору правил обчислюється значення істинності для передумови кожного правила на підставі конкретних нечітких операцій. Ці операції відповідають кон'юнкції або диз'юнкції термів в лівій частині правил. В результаті виходить нечітка змінна, яка відповідає обчисленому значенню ступеня впевненості в лівій частині правила і нечіткій множині в правій частині правила [13].

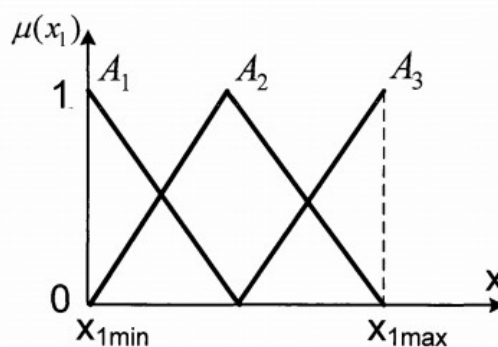


Рисунок 3.4 – Функція приналежності

Всі нечіткі множини, задані для кожного терма кожної вихідної лінгвістичної змінної, об'єднуються разом. В результаті формується єдина нечітка множина, яке визначається кожною виведеною лінгвістичною змінною. Найчастіше використовуються функції MAX або MIN. Вихідна нечітка множина y перетворюється в чітке число y . Мета дефазифікації полягає в тому, щоб використовуючи результати акумуляції всіх вихідних лінгвістичних змінних, отримати звичайне кількісне значення кожної з вихідних змінних. Дефазифікацію також називають приведенням до чіткості [11]. Існує кілька методів переходу до чітких значень [11, 12]. Для побудови експертних модулів першого рівня застосований метод центру тяжіння:

$$y = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot \mu(x_i)}{\sum_{i=1}^n \mu(x_i)} \quad (3.1)$$

де y – вихідне значення експертного модуля. Для побудови експертних модулів другого і третього рівнів використовувався модифікований варіант методу центру тяжіння для одноточкових множин:

$$y = \frac{\sum_{i=1}^n C_i \cdot W_i}{\sum_{i=1}^n C_i} \quad (3.2)$$

Наведені вище етапи нечіткого виводу можуть бути реалізовані по-різному. Існують різні алгоритми, які дозволяють реалізувати нечіткий висновок з урахуванням вибору конкретних варіантів параметрів кожного з етапів. Для експертних модулів першого рівня був обраний алгоритм нечіткого висновку Мамдані. Для експертних модулів другого і третього

рівнів було обрано алгоритм нечіткого виводу Сугено. Особливості даних алгоритмів розглянуті в [11,23].

3.4 Застосування штучних нейронних мереж

Нечіткий експертний модуль, заснований на нечіткій логіці, має недолік: він не здатен автоматично здобувати знання для використання їх в механізмах виведення. Виходом з цієї ситуації є представлення даного модуля нечіткого виявлення дефектів у вигляді нейронної мережі. Таку мережу можна назвати гібридною [11, 12]. Вона являє собою нейронну мережу, яка має кілька шарів спеціальної структури, яка не має зворотного зв'язку, в якій використовуються сигнали в чіткій формі, ваги і функції активації. При цьому значення входів, виходів і ваг гібридної нейронної мережі є речові числа з проміжку $[0, 1]$. Основною ідеєю гібридної мережі є використання існуючої вибірки даних для визначення параметрів функцій приналежності, які найкраще відповідають певній системі нечіткого виведення. Найважливішою перевагою нейронних мереж є можливість їх навчання та адаптації [15], іншими словами, відсутня необхідність в повних знаннях про об'єкт. На основі тих даних, які подаються на вхід мережі і еталонних значеннях на виході, нейронна мережа може навчитися знаходити рішення. Ще однією позитивною стороною використання нейромережевої реалізації в додатку до технічної діагностики є можливість значно підвищити швидкість виявлення несправностей, не знижуючи точності виявлення дефектів. Поєднання нечіткої логіки і штучних нейронних мереж лежить в основі апарату гібридних мереж [16]. У таких мережах висновки робляться на основі апарату нечіткої логіки, але при цьому функції приналежності підлаштовуються за допомогою алгоритмів навчання нейронних мереж. Завдяки такому поєднанню гібридні мережі мають кілька суттєвих переваг перед нечіткою логікою і нейронними мережами [16, 15].

1. Крім використання апріорної інформації, є можливість здобувати нові знання.

2. Є логічно прозорими для користувача. Нечіткий експертний модуль можна представити у формі багатошарової нейронної мережі з прямим розповсюдженням сигналу. Такий модуль домовимося називати гібридним експертним модулем. Кожен компонент модуля задається у вигляді функціонального блоку, які потім об'єднуються в єдину мережу. Дана мережа складається з 4 шарів (рис. 3.5).

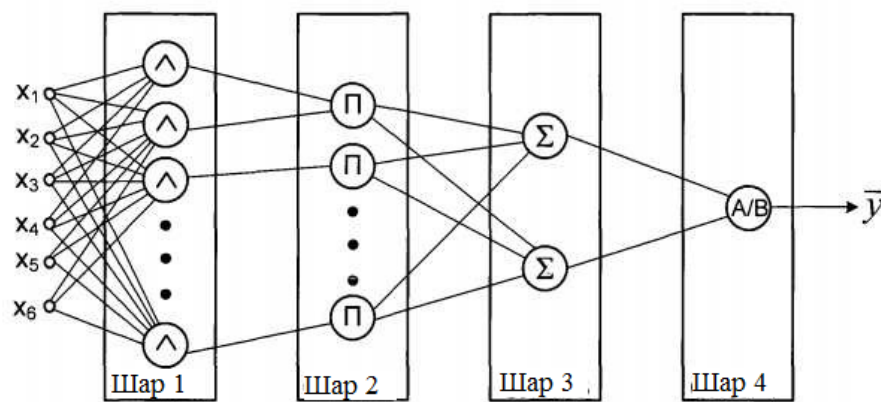


Рисунок 3.5 – Нейронна мережа СКАД

Перший шар відповідає блоку фазифікації. Він містить елементи, які реалізують функцію приналежності нечіткої множини входних параметрів. В цей шар надходить N сигналів, а на виході формуються значення функцій приналежності для кожного з них. Другий шар відповідає блоку бази правил і блоку виводу. Шари 3 і 4 являють собою реалізацію блоку дефазифікації. На виході шару 4 формується дефазифіцірованное вихідне значення, що визначає точне вихідне значення [17]. Таким чином, гібридна експертна система виявлення дефектів має ієрархічну структуру, на кожному рівні ієрархії реалізовано кілька паралельних гібридних експертних модулів, на входні шари яких подаються контрольовані параметри (биття вала, параметри гідроагрегату або ступінь прояву окремих дефектів), а на виході маємо дані про стан гідроагрегату.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3:

У третьому розділі дипломної роботи були розроблена автоматизована система технічної діагностики гідроагрегатів ГЕС, в рамках якої була створена модель гідроагрегату для навчання системи. Для реалізації даної моделі в СКАД було застосовано теорію нечітких множин та побудовано штучну нейронну мережу.

ВИСНОВКИ

В ході дослідження були вивчені основи вібрації для уявлення загальної картини дослідження, розібрана тема вібрацій в гідроагрегатах, в ході чого було виявлено, що за даними вібрації гідроагрегатів можна визначати дефекти. Також були розглянуті системи вібраційного контролю, які необхідні для збору вібраційних параметрів і їх контролю. На сьогоднішній день системи контролю досить добре справляються зі своїм завданням, але в ряді випадків не можуть забезпечити повну безпеку обладнання, при цьому вони не визначають наявності дефекту, а реагують на вже розвинений дефект, який залучив до перевищення контрольованого параметра.

Для визначення дефектів на ранній стадії розвитку була поставлена задача створення системи автоматизованої діагностики. Через те, що реалізація такої системи в повній мірі є неможливою, враховуючи всі параметри агрегату (вібрацію, температуру, гідромеханічні параметри) було вирішено спростити завдання, описавши систему автоматизованої діагностики, яка визначає дефекти за параметрами биття вала. Для реалізації СКАД було запропоновано використання експертної системи гібридного типу. У такій системі використовується комбінація математичних рішень:

1. Застосування теорії нечітких множин, для визначення стадії розвитку дефекту.
2. Застосування нейронних мереж для самонавчання системи.

Для навчання системи було також запропоновано спрощену математичну модель обертання гідроагрегату за допомогою якої штучні нейронні мережі отримують інформацію про дефекти.

Головною перевагою системи автоматизованої діагностики, є визначення дефекту на ранній стадії розвитку, що дає можливість спланувати поточний ремонт гідроагрегату і виключити аварійні останови гідроагрегату. При подальшому розвитку і вдосконалення таких систем, буде можливий

перехід від капітальних ремонтів з певним періодом до ремонтів за станом, що дозволить скоротити значні економічні витрати.

На сьогоднішній день існує ряд проблем по створенню таких систем. Однією з основних проблем проектування системи автоматизованої діагностики, є створення математичної моделі з усіма залежностями, найближчим часом можливо будуть розроблені, комп'ютерні програми здатні реалізувати такі моделі. Крім вищезазначеної проблеми існують проблеми з вимірами параметрів, а саме з вимірюванням низькочастотної вібрації. Виходячи з вищесказаного, можемо зробити висновок, що сьогодні завдання створення повноцінної системи автоматизованої діагностики досить важке.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Potter C., Negnevitsky M. An Expert System for Hydro Electric Generator Scheduling In Tasmania // Journal of Electric & Electronic Engineers, Australia. 2003. Vol. 22. №3.– P. 167 – 171.
2. Ryan T.P. Statistical methods for quality improvement. NY, John Wiley and Sons, 2011, 687 p.
3. Bersimis S., Psarakis S., Panaretos J. Multivariate statistical process control charts: an overview. Quality and Reliability Eng. Intern., 2007, vol. 23, pp. 517–543.
4. Компенсація реактивної потужності асинхронних генераторів на малих гідроелектростаціях [Електронний ресурс] / Лежнюк П. Д., Нікіторович О. В., Жан-П'єр Нгома // Наукові праці ВНТУ. – 2008. – №2. – Режим доступу до журналу http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2008-2/2008-2.files/uk/08lpdhps_uk.pdf
5. Вовчак В., Тесленко О., Самченко О. Мала гідроенергетика України під ред. С. Єрмілова. Інститут проблем екології та енергозбереження. у 2 томах, – К., 2018. – Т. I. Аналітичний огляд – 181 с
6. Вовчак В., Тесленко О., Самченко О. Мала гідроенергетика України під ред. С. Єрмілова. Інститут проблем екології та енергозбереження. у 2 томах, – К., 2018. – Т. II Технологічні особливості малих ГЕС – 145 с.
7. Трегуб В.Г. Проектування систем автоматизації: Навч. посібник. – К.: Видавництво Ліра-К, 2017. – 344 с
Вощинський К.В., Левицький А.С., Сорокіна Н.Л. Вплив електромагнітної обстановки ГЕС на контрольно-вимірювальну апаратуру. Гідроенергетика України. 2015. №1-2. С.33–36
8. Marwala M., Kolodziej J. Computational Intelligence for Optimization of Power Systems. – 2019 DOI: 10.1109/ISGT-Asia.2019.8881774
9. Emil Kraft, Marianna Russo, Dogan Keles, Stochastic optimization of trading strategies in sequential electricity markets / European Journal of

10. Васьковський Ю. М., Мельник А. М. Електромагнітні віброзбуджуючі сили в турбогенераторі з урахуванням несиметрії струмів в обмотці статора. Технічна електродинаміка. 2017. №1. С. 52-57.

11. Вощинський К.В., Левицький А.С., Сорокіна Н.Л. Вплив електромагнітної обстановки ГЕС на контрольно-вимірювальну апаратуру. Гідроенергетика України. 2015. №1-2. С.33–36

12. Зайцев Є.О. Вплив нерівномірності дискретизації на метрологічні характеристики ортогональних фазових детекторів оптичних моніторингових систем. Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах: Збірник тез доповідей XVI міжнародної науково-технічної конференції, 10-14 червня 2016, Хмельницьк: РВЦ ХНУ, 2017. С. 134.

13. Левицький А.С. Підвищення ефективності контролю та діагностики потужних гідрогенераторів за рахунок застосування ємнісних вимірювачів параметрів механічних дефектів. Гідроенергетика України. 2010. №. 4. С. 10-13.

14. Левицький А.С., Зайцев Є.О. Визначення функції перетворення ємнісного сенсора повітряного зазору в гідрогенераторі СГК 538/160-70М. Праці Інституту електродинаміки НАН України. 2016. №.43. С.134–136.

15. Левицький А.С., Зайцев Є.О. Гібридні волоконно-оптичні вимірювачі контрольно-діагностичних параметрів гідрогенераторів. Гідроенергетика України. 2016. №. 3-4. С.32-33.

16. Azuare C., Millan A. Stator deformation of large hydrogenerators and its effects on the machines. Proceedings of the SIGRE Session. 29 August-3 September 2004 in Paris, 2004. P. 1 – 7.

17. Kuznetsov D.V., Polyakov F.A., Shandybin M.I. Instrumental and visual inspection of turbogenerator stator cores. Power Technology and Engineering. 2014. Vol.48, №. 3. P. 241–248.

18. Milykh V.I., Dubinina O.N. Numerical calculation of the magnetic field in the end zone of the turbogenerator under load conditions. Electrical

engineering and electrical mechanics. 2003. №.1. P. 64-69.

19. Milykh V.I., Polyakova N.V. Determination of the electromagnetic parameters of electrical machines on basis of numerical calculations of magnetic fields. Electrical engineering and electrical engineering. 2006. №.2. P. 40-46.

20. Paspalovski T., Jovanovska V. Partial Replacement of the Active Steel on the Turbogenerator End Zone. Termotechnika. 2015. XLI, vol. 1. P. 1–7.